



**DISEÑO DE UN CONTROLADOR DIFUSO PARA SISTEMAS DE AIRE  
ACONDICIONADO OPERANDO ZONAS EXPERIMENTALES DE CONFORT  
TERMICO EN CLIMAS TROPICALES HÚMEDOS**

**WILLIAM ALFONSO ROMERO RESTREPO**

Ingeniero Mecánico, Candidato a Magíster en Ingeniería Mecánica

Trabajo final de investigación presentado como requisito para optar por el título de  
Magíster en Ingeniería Mecánica.

**DIRECTOR**

**MARCO SANJUÁN MEJÍA**

Ingeniero Mecánico Ph.D en Ciencias de Ingeniería

**CODIRECTOR**

**ANTONIO BULA SILVERA**

Ingeniero Mecánico Ph.D en Ciencias de Ingeniería

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DEL NORTE**

**DIVISIÓN DE POSGRADOS**

**MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA**

**BARRANQUILLA**

**FEBRERO 2012**

**Nota de Aceptación**

---

---

---

---

---

---

**Director**

---

**Codirector**

---

**Evaluator**

---

**Evaluator**

Barranquilla, Marzo de 2012

## CONTENIDO

### RESUMEN

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>7</b>
1.1 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	7
1.2 DESCRIPCIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	8
1.2.1 Antecedentes	9
1.2.2 Naturaleza y magnitud del problema	13
1.2.3 Propuesta de la investigación	14
1.2.4 Alcances y limitaciones	15
<b>2. MARCO DE REFERENCIA Y ESTADO DEL ARTE</b>	<b>17</b>
2.1 UNA REVISIÓN A LA TEORÍA DE CONFORT TÉRMICO	17
2.1.1 Confort térmico	18
2.1.2 Neutralidad térmica	22
2.1.3 Condiciones para alcanzar el confort térmico	22
2.1.4 Variables que influyen en el Voto de Sensación Térmica (VST)	23
2.2 NORMATIVAS PARA EL CONFORT	28
2.2.1 ISO 7730 (2005)	28
2.2.2 ANSI/ASHRAE Standard 55 (2010)	28
2.2.3 ISO 8996 (2004)	28
2.2.4 ISO 9926 (2007)	28
2.2.5 THERMAL COMFORT – ASHRAE Fundamentals Handbook (2001)	28
2.2.6 NTC 5316 (2004)	28
2.3 UNA REVISIÓN A LOS MODELOS DE CONFORT TÉRMICO	29
2.3.1 Modelos teóricos	29
2.3.1.1 Two – Node	29
2.3.1.2 ET-DISC	29
2.3.2 Modelos adaptativos	30
2.3.2.1 Humphreys	30
2.3.2.2 Griffiths	30
2.3.2.3 Auliciems	30
2.3.2.4 Dear and Brager	31

2.3.3	Modelos empíricos	31
2.3.3.1	PD (Predicted percent dissatisfied due to draft)	31
2.3.3.2	PS (Predicted percent speed)	31
2.3.4	Zonas de Confort	32
2.3.4.1	Curva de Giovoni o índice de estrés térmico	32
2.3.4.2	Zona de confort de Olgyay	33
2.3.4.3	Zona de confort de ASHRAE	34
2.4	CONFORT EN EL TROPICO HÚMEDO	36
2.5	CONTROL DIFUSO	36
2.5.1	Conceptos básicos del control difuso	37
2.5.2	Aplicaciones del control difuso en sistemas de aire acondicionado	42
<b>3.</b>	<b>DISEÑO EXPERIMENTAL Y ANALISIS DE CONFORT</b>	<b>45</b>
3.1	DISEÑO DEL RECINTO DE PRUEBAS	45
3.1.1	Caracterización del entrenador de aire acondicionado	45
3.1.2	Disponibilidad de equipos e instrumentación	47
3.1.3	Condiciones climáticas del interior y exterior	48
3.1.4	Cabina climática	49
3.2	DISEÑO EXPERIMENTAL DE CONFORT TÉRMICO	51
3.2.1	Diseño de la encuesta	51
3.2.2	Diseño del experimento	52
3.2.2.1	Planeación	52
3.2.2.2	Tamaño del experimento	58
3.2.2.3	Ejecución del experimento y recolección de datos	61
3.3	ANALISIS ESTADÍSTICO DE CONFORT	61
3.3.1	ANOVA para el modelo factorial fraccionario seleccionado	65
3.3.2	Supuestos del modelo	69
3.3.3	ANOVA del modelo de regresión	73
3.3.4	Análisis de la variable de respuesta en el modelo	77
3.4	PROPUESTA DE LA ZONA DE CONFORT PARA AMBIENTES TROPICALES	88
<b>4.</b>	<b>PROPUESTA DE CONTROL, DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN CONTROLADOR DE CONFORT PARA ENTORNOS TROPICALES</b>	<b>99</b>

4.1 PROPUESTA DE CONTROL	99
4.1.1 Estrategia de control	99
4.1.2 Determinación de las entradas al sistema difuso	100
4.1.3 Determinación de los niveles en el sistema difuso	101
4.1.3.1 Estimación del nivel para el VTS	101
4.1.3.2 Estimación del nivel para el CLO	102
4.1.3.3 Estimación del nivel para el MET	103
4.1.3.4 Estimación del nivel para la TMR	104
4.1.3.5 Estimación del nivel para la Ta	104
4.1.3.6 Estimación del nivel para la Va	105
4.1.3.7 Estimación del nivel para la HR	106
4.1.4 Funciones de membresía	106
4.2 LEY DE CONTROL Y REGLAS DE OPERACIÓN	111
4.2.1 Superficies	113
4.3 EVALUACIÓN DEL CONTROLADOR DIFUSO	116
4.4 APORTES Y RECOMENDACIONES PARA SU IMPLEMENTACIÓN	122
<b>5. CONCLUSIONES Y ALCANCES FUTUROS</b>	<b>124</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>127</b>
<b>ANEXOS</b>	

## RESUMEN

Esta investigación está enmarcada bajo las áreas de sistemas de control, acondicionamiento de aires y diseño de experimentos, todos propios del campo de la ingeniería mecánica y pretende optimizar el gasto energético en sistemas de AA garantizando una permanencia máxima en la zona de confort en recintos acondicionados. Como valor agregado de la investigación se encuentra la determinación de curvas de confort propias para zonas tropicales húmedas como Barranquilla.

La idea del proyecto investigativo surge ante varias necesidades:

- La primera es la poca experimentación en el tema de confort térmico para AA, ya que ASHRAE muestra solo 2 modelos matemáticos validados los cuales fueron desarrollados bajo condiciones climáticas, fisiológicas y conductuales distintas a las dadas en climas templados como el nuestro. Para ello, durante la investigación se corrió un diseño de experimento factorial donde se analiza a través de Statgraphics el comportamiento de las variables sugeridas en la teoría de confort de Fanger y se propone nuevas zonas de confort exclusivas para barranquilla y zonas tropicales húmedas
- La otra necesidad surge del hecho que cuando se diseñan recintos acondicionados se asume que las variables que se controlan en los sistemas de control son solo la temperatura y la humedad, aún cuando la velocidad de aire, metabolismo de las personas, el tipo de vestido y otras más, influyen también en el confort. Luego los diseños que actualmente se realizan se hacen con base a una temperatura de diseño y no tienen en cuenta otros factores influyentes en el confort. En la investigación se diseña un controlador de confort que suple esta falencia en el diseño de sistemas de AA, donde se logra un diseño robusto más consciente y que opera realmente sobre una zona o área de confort y no sobre un punto de diseño.

## 1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de tesis surge ante la necesidad de determinar claramente comportamientos de zonas de confort térmico propias para regiones tropicales húmedas como Barranquilla, las cuales pretenden convertirse a través de ésta investigación en un aporte técnico para la optimización energética en el control de sistemas de aire acondicionado en países con climas tropicales similares al de Colombia como: Venezuela, Cuba, Italia, países de Centroamérica y toda la zona ecuatorial de Asia entre otros.

El origen de esta necesidad radica en que las temperaturas obtenidas al establecer zonas de confort térmico en diversas regiones no solo difieren de las propuestas por estándares internacionales como ASHRAE [1], sino que además dependen también de ambientes culturales y climáticos propios para cada ciudad [2].

Esta investigación tiene como marco conceptual e investigativo 3 grandes disciplinas post-graduales propias de la ingeniería Mecánica:

- El estudio de zonas de confort térmico para sistemas de aire acondicionado según ASHRAE (Standard 55 – 2004/2010)
- Diseño de experimentos y su análisis mediante el manejo de software estadístico, y
- Los sistemas de control automático de procesos a través de lógica difusa

### 1.1 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

El propósito general de esta investigación está enmarcado en 2 metas propuestas:

#### **Meta 1.**

Determinar nuevas zonas de confort térmico para regiones tropicales húmedas.

#### **Meta 2.**

Diseñar un controlador de confort para un sistema de aire acondicionado que ubique el punto óptimo de confort y maximice el tiempo de permanencia en ella.

Para alcanzar dichos propósito es necesario:

- Diseñar un DOE que determine las zonas de confort térmico para regiones tropicales húmedas de selva o sabana en Colombia basadas en información experimental considerando factores como la temperatura del aire, la temperatura media radiante, la velocidad del aire y la humedad relativa dentro de una cabina climática.
- Establecer las condiciones en que el voto de sensación térmica presenta robustez ante la presencia de una perturbación climática, fisiológica, psicofísica o locativa seria.
- Proponer una alternativa de control que emplee zonas de confort para regiones tropicales húmedas de selva o sabana y optimice su tiempo de permanencia en ellas.
- Analizar el comportamiento de un controlador difuso de confort, mediante la evaluación del mismo en un diagrama psicrométrico para la correcta implementación en el control de sistemas de aire acondicionado.

## 1.2 DESCRIPCIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Esta investigación en toda su magnitud es de carácter aplicativo y cuasi-experimental. El capítulo 2 señala como punto de partida el estado de arte del confort térmico a nivel mundial, donde se destaca al profesor Oler Fanger [3] como el primero en proponer una teoría de confort térmico, la cual es referenciada por ASHRAE en el capítulo “*THERMAL COMFORT*” del *Fundamentals Handbook (SI) de 2001*. También se muestran otros trabajos relacionados con la problemática del confort como los modelos adaptativos de Humphrey y Griffiths, los modelos gráficos de Giovoni y de Olgyay, [4] además de la última actualización del Estándar 55 - versión 2010, entre otros.

El capítulo 3 enseña el diseño experimental propuesto y su análisis estadístico a través de un estudio prospectivo, donde se ejecuta el experimento, se registran los datos obtenidos y la información necesaria para la construcción de curvas y gráficas de soporte para su posterior análisis. Al finalizar este capítulo se proponen las zonas de confort para



regiones tropicales húmedas, representadas en un diagrama psicrométrico, las cuales serán discutida en el último capítulo.

La propuesta de utilizar zonas experimentales de confort en el diseño del controlador para sistemas de control de aire acondicionado se describe en el capítulo 4. Aquí se determinan las entradas y salidas del controlador así como sus niveles. Además se evalúa el comportamiento del controlador propuesto frente a las cartas de confort publicadas por ASHRAE y las propuestas en esta investigación para climas tropicales húmedos.

En el último capítulo se discuten los comportamientos de las nuevas zonas de confort para climas tropicales, frente a cambios en las variables no climáticas. Además se discuten los aportes del proyecto de investigación y el uso de las nuevas cartas en estrategias de control difuso para aire acondicionado.

### **1.2.1 ANTECEDENTES**

La teoría de confort térmico tuvo sus orígenes en el año 1972 cuando los estudios realizados por O. Fanger con estudiantes universitarios bajo condiciones en estado sedentario, marcaron el primer paso para el desarrollo de nuevas investigaciones en el área de confort [3]. En su tesis doctoral, se estableció una ecuación de confort que fue la base matemática para el análisis y obtención de curvas de confort. Otros autores como Humphreys (1975), Nishi - Gagge (1977), Auliciems (1981), Griffiths (1990), Nicol (1996), Fiala (2001), Nilsson (2003), Arens (2006) y Zhang (2010) entre otros [4], han propuesto modelos psicológicos, empíricos, adaptativos o gráficos los cuales al igual que el modelo de Fanger, son parcialmente aplicables a estudios de confort en regiones tropicales húmedas puesto que muchos de estos modelos fueron ensayados en regiones con ambientes y escenarios que divergen ampliamente con los dados en Colombia y otras regiones ecuatoriales. Sin embargo, al año 2012 las normativas internacionales más importantes relacionadas al confort térmico [5] como los estándares ISO 7730 y ASHRAE 55-2010 aún están basados en el modelo de Fanger.

Una de las investigaciones más significativas para el estudio del confort es la *Standard 55* de ASHRAE, obtenida inicialmente en 1974 por un proyecto de investigación de la

*Kansas State University* en colaboración con ASHRAE la cual aplicaba a altitudes entre el nivel del mar y 2134 m (700ft), temperaturas media radiante cercana a la de bulbo seco y un movimiento de aire de menos de 0.23 m/s (45 ft/min) [6]. Hoy en día, la *Standard 55* presenta ya seis modificaciones (1974, 1981, 1992, 1995, 2004 y 2010), siendo la última actualización la versión 2010 [7]. Estos diagramas de confort son ampliamente utilizados y publicados por ASHRAE, como máximo ente norteamericano en cuanto a sistemas de calefacción y AA, pero estas cartas no analizan su comportamiento bajo la influencia de altas humedades y temperaturas, así como cambios en el metabolismo de las personas.

Además de la ecuación de confort y la *Standard 55*, han logrado definirse otros índices de confort menos utilizados por ASHRAE como por ejemplo las escalas de temperatura efectiva (ETE), la temperatura operativa, los índices de temperatura –humedad (ITH) y los índices de enfriamiento por viento (IEV) [6], pero estos estudios norteamericanos aún no logran darle solución a los estudios de confort térmico para regiones calurosas ecuatoriales como Colombia, aunque bien sirven de referente para comprender el comportamiento de la temperatura, humedad y velocidad del aire sobre el confort de las personas.

ASHRAE *Fundamentals Handbook* [8] plantea en el capítulo 8 “*THERMAL COMFORT*” de su última edición varias formas para predecir el confort térmico en las personas. Se destaca el modelo en estado estacionario del voto medio predictivo (PMV) de Fanger, el modelo *Two-Node* para situaciones transitorias, modelos adaptativos y zonas de confort, siendo estas últimas de gran interés para nuevos investigadores. Cabe resaltar que gran parte de los modelos publicados por ASHRAE basan sus experiencias en las variables y teorías que Fanger definió como influyentes para el confort térmico. Distintas formas de predecir el confort en varios países y climas han sido avaladas por la ASHRAE en este manual.

En Colombia, el interés inicial por determinar curvas de confort con aires acondicionados en ambientes tropicales húmedos fue desarrollado por R. Vázquez y A. Bula (2000) en la Universidad del Norte [9], cuando a nivel pre-gradual se realizaron pruebas parecidas a la

de Fanger con un grupo de personas universitarias con características fisiológicas parecidas y un *Clo* estándar, expuestos a velocidades de aire entre 0 y 1,7 m/s, temperaturas entre 21 y 26 °C y humedades dentro del recinto entre 70 y 91%, alcanzando el clima de Barranquilla humedades hasta del 94% y temperaturas de 35°C. Otras investigaciones en países vecinos como Venezuela, han realizado estudios en condiciones climáticas parecidas a las de Colombia (con humedades relativas hasta 68%, temperaturas comprendidas entre 28°C y 32,5°C y velocidades de aire promedio de 0,4 m/s), pero en ambientes ventilados naturalmente [10], donde Bravo y Gonzalez (2003) concluyen al igual que otros autores (Humphreys, 1995, Nicol, 1996; Haghighat-Donnini, 1998 y Bravo-Gonzalez, 2001) que el modelo de Fanger sobreestima la capacidad adaptativa del hombre en condiciones tropicales. Ahora, teniendo en cuenta los estudios de Bravo y Gonzalez en la Universidad de Zulia donde se evidencian diferencias en las temperaturas de confort para recintos ventilados naturalmente frente a otros casos de países y ciudades de clima tropical [1] como Singapur,  $T_c = 26^\circ\text{C}$ ; Irán,  $T_c = 32,5^\circ\text{C}$ ; India,  $T_c = 31,1^\circ\text{C}$  y Tailandia,  $T_c = 27,4^\circ\text{C}$  ; surgen los siguientes interrogantes: ¿Son transferibles directamente los estudios de Fanger a cualquier tipo de clima, incluso el Colombiano?, ¿Debe ASHRAE proponer una zona de confort para cada clima existente en el mundo?, ¿Es posible realizar estudios de confort en climas húmedos tropicales con sistemas de aire acondicionado en los recintos de interés?, ¿La propuesta de profundizar los estudios de confort en la Universidad del Norte aporta al mejoramiento del conocimiento de zonas de confort sabiendo que Barranquilla presenta mayores humedades y temperaturas que ciudad Maracaibo –Venezuela y otras regiones ya estudiadas?. Lo cierto es que las pocas investigaciones de confort térmico llevados a cabo en diversos climas tropicales arrojan resultados disímiles que confirman la premisa de investigar zonas de confort propias para cada región. Aún en regiones como Nanjing-China (2010) (con humedades de 85% y temperaturas hasta de 29°C), estudios [11] han demostrado que el rango de temperaturas de confort en condiciones naturales están por fuera de los límites sugeridos en la Standard 55 de ASHRAE y la ISO 7730.

Otros enfoques para el estudio del confort y la influencia del calor radiante [12] se han adelantado para aplicaciones vehiculares donde las variables de confort resultan críticas en su estudio, debido a las fuentes de calor provenientes del motor y la radiación del flujo

solar a través de vidrios. Alahmer (2011) en su tesis doctoral en ingeniería mecánica [13] discute ampliamente los efectos de la humedad relativa y la temperatura del aire en la sensación térmica de las personas en compartimientos o cabinas vehiculares, incluso propone una zona de confort para pasajeros. Aun estos estudios con temperaturas que superan los 37,8°C, asocian los efectos combinados de las variables que Fanger dio a conocer, al igual que lo hacen Hodder y Parsons (2007) cuando investigaron experimentalmente la relación existente entre la radiación solar y el confort térmico [14]. Sin embargo, resulta un problema enfrentar la difícil medición de la temperatura media radiante, que para ASHRAE es requisito en la estimación del confort térmico, y es por ello, que en la práctica otros investigadores tratan de evitar su uso, o emplean métodos alternativos para su medición como por ejemplo integrar la temperatura de globo, la velocidad de aire y la temperatura de bulbo seco.

Algunos métodos usados por investigadores en la última década incluyen además de cabinas vehiculares con sensores: Modelamientos teórico - matemáticos [15], evaluaciones experimentales usando maniquí térmico (*UC Berkeley Comfort Model*)[16] [17] [18], simulaciones y estudios teórico-experimentales [19], análisis de la frecuencia cardiaca en individuos [20], modelos psicológicos simulados [21] y modelamiento computacional [5] entre otros.

Por otra parte, muchos profesionales son conscientes que el confort térmico y la calidad del aire no son los únicos factores de interés en el diseño de sistemas de aire acondicionado. Fabricantes multinacionales han patentado soluciones interesantes en cuanto al ahorro energético en este tipo de sistemas como estrategias novedosas de control, principalmente en regiones donde les resulta muy costoso acondicionar hasta un punto de diseño. Algunas de estas soluciones son: Los sistemas MPS, VAV, Multi V, o unidades con compresores *inverter*, entre otros, los cuales es común encontrar hoy día en hoteles y centros comerciales. Aún así, ninguna de estas soluciones propone el empleo de una zona de confort en sus lazos de control.

Algunos sistemas incorporan a sus equipos sensores infrarrojos para detectar la presencia humana y estimar la carga térmica. Otras tendencias son novedosas para mejorar el

desempeño de los sistemas de aire acondicionado como el diseño de ventanas para controlar la ganancia de calor radiante a través del vidrio. A pesar que éstas no son investigaciones propias del campo del aire acondicionado, los investigadores recurren a otras áreas para mejorar el confort de las personas.

### 1.2.2 NATURALEZA Y MAGNITUD DEL PROBLEMA

Existen muchos modelos teóricos o adaptativos [2] que sirven como referencia para intentar comprender y desarrollar zonas de confort térmico en recintos acondicionados, pero ninguno ha sido validado para climas tropicales húmedos como el de Barranquilla. En Colombia, la teoría de confort no es ampliamente conocida puesto que resulta habitual en los cálculos de diseño reducir la zona de confort a lo que llamaremos en esta investigación un “*punto de confort*”, que en la práctica es lo se conoce como condición interior o temperatura de diseño cuando se calcula la carga térmica y se dimensionan los equipos de aire acondicionado para una aplicación particular. Generalmente, las condiciones de diseño interior se encuentran preestablecidas en los manuales de aire acondicionado de ASHRAE / AHRI y aunque están basados en la experimentación en otras regiones, son utilizados en aplicaciones residenciales y comerciales de nuestro país generando efectos negativos en la personas como el discomfort, bajo desempeño laboral, poca emotividad, inasistencia, desconcentración, incluso estrés térmico [13] además de posibles gastos energéticos.

Resulta cotidiano encontrar problemas de discomfort térmico en oficinas, clínicas o auditorios entre otros recintos acondicionados, donde la carga térmica fue bien estimada, sin embargo ante usuarios vestidos de diversa forma, excesiva temperatura radiante en el recinto o equipos sobredimensionados (*los equipos siempre resultan de mayor capacidad que la carga térmica real calculada*), algunas personas aún se sienten incómodos quizás porque se sienten calurosos, mientras otros perciben neutralidad o un frío ligero. Esto podría suceder realmente porque es muy poco el estudio de confort térmico en climas tropicales húmedos como el nuestro y tanto los fabricantes como los contratistas de aire acondicionado asumen muchos factores que influyen en el confort

(según teoría Fanger)[3], como factores de poco interés o factores que se les permite variar libremente en sus diseños. Las tablas publicadas por ASHRAE basan sus datos experimentales en personas norteamericanas o europeas expuestas a variables climáticas como la temperatura y humedad, con estaciones y condiciones climáticas propias de otras regiones distintas a las que se dan en países con climas ecuatoriales; incluso estos datos se basan en otras tendencias de costumbre y vestimenta, pero ante todo otras preferencias climáticas que las presentadas particularmente en regiones tropicales húmedas colombianas como los departamentos de Atlántico, Magdalena, Bolívar y Guajira entre otros regiones colombianas. Cabe resaltar que nuestras compañías de aire acondicionado no solo centran su atención en regiones con altas temperaturas y humedades, sino que existe una fuerte tendencia a instalar sistemas de aire acondicionado en regiones como Medellín o Bogotá, que presentan condiciones climáticas menos drásticas para el confort de las personas y que gracias a las bondades de las variables ambientales, pueden emplear sistemas como el enfriamiento evaporativo que resultan evidentemente más económicos que acondicionar aire en condiciones severas. Por ello, esta investigación centra su interés inicial en estudiar experimentalmente cómo se comportan estas variables en regiones críticas colombianas con tendencia a las altas temperaturas y altas humedades, donde acondicionar resulta costoso desde el coste inicial del proyecto hasta su operación. Barranquilla por ejemplo, presenta a lo largo de todo el año humedades relativamente constantes [Anexo A], casi en su línea de saturación (cerca a 90%) y temperaturas que podrían superar en sus horas pico los 34 ° C, condición que hace crítica y costosa la opción de acondicionar un espacio determinado.

### **1.2.3 PROPUESTA DE LA INVESTIGACIÓN**

La gran desventaja de los sistemas de control basados en “un punto de confort” es que cualquier tipo de perturbación, una falta de mantenimiento del equipo, un cambio brusco en la carga térmica del recinto o simplemente la presencia cercana de una fuente de calor radiante, manifestaría una tendencia a salirse de ese punto de confort que en últimas ocasiona un gasto energético innecesario y una condición de disconfort térmico que un

sistema de control convencional no sería capaz de corregir. Por ello, ante la falta de zonas de confort para regiones tropicales húmedas, los modos de control empleados en equipos de aire acondicionado y los altos costos en los consumos energéticos de sistemas que se encuentran fuera de la zona de confort, surge la necesidad de proponer una alternativa innovadora de diseñar un controlador de confort en sistemas de aire acondicionado que optimicen zonas de confort para estas regiones y maximicen su tiempo de permanencia en ellas permitiendo un ahorro de energía considerable ante un diseño robusto climáticamente consciente, pero esta vez basado no solo en el estudio de una carga térmica o condiciones de diseño, sino en zonas propias de confort para climas tropicales.

#### **1.2.4 ALCANCES Y LIMITACIONES**

La importancia de este estudio no solo centra su atención en la innovación de nuevos sistemas de control de aire basados en zonas de confort previamente determinadas, sino en la necesidad del ser humano de alcanzar ambientes térmicamente cómodos y agradables, que es la finalidad de los sistemas de aire acondicionado diseñados para confort, por lo tanto se hace extensible a cualquier sistema y equipo de acondicionamiento de aire como por ejemplo: tipo ventana, sistemas Split, multi-split, tipo casete, fan coil ; equipos de expansión directa, agua helada condensados por aire o por agua, etc.

Es importante resaltar que no es un fin para esta propuesta de tesis crear otro modelo matemático que estime nuevas zonas de confort, pero sí la de obtener una base 100% experimental para establecer zonas de confort térmico en entornos tropicales, basados en la teoría de confort expuesta por Fanger y la cual adopta ASRAHE [8]

Algunos problemas tecnológicos se añaden a esta investigación son:

- Los sensores y termopares de sistemas de AA convencional no censan la temperatura media radiante.

- Los sistemas convencionales no permiten ambientes uniformemente confortables
- La TMR es difícil de medir y según O. Fanger influye en su ecuación de confort.
- El confort de térmico es un tema complicado que maneja muchas variables para su análisis.
- El alto número de variables sujeto a esta investigación reducen la simplicidad de análisis en gráficos y superficies de respuesta.

Gran parte de presente proyecto se desarrolló a nivel experimental en el Laboratorio de Térmicas de la Universidad del Norte en Barranquilla y para ello se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos:

- El diseño una cabina climática que permitió mantener condiciones climáticas manipulables mediante un entrenador de aire acondicionado.
- El diseño de encuestas de confort basados en la teoría de confort que nos permitió el manejo de un material experimental confiable y homogéneo.
- El diseño de un experimento factorial fraccionado que involucró las variables sugeridas por Fanger y validadas por ASHRAE.



## **2. MARCO DE REFERENCIA Y ESTADO DEL ARTE**

El confort térmico en los humanos es un área importante en el análisis de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC por sus siglas en ingles) en recintos cerrados. Distintos estudios del confort térmico han estado disponibles en los últimos 50 años como resultado de múltiples investigaciones en diversos climas y países alrededor del mundo, siendo ASHRAE la entidad encargada de regular los trabajos más significativos en cuanto al desarrollo de esta importante área para ingenieros y arquitectos. Esta revisión del estado del arte nos permite conocer las normativas y hallazgos más importantes para la comprensión de nuevas zona de confort para regiones tropicales y su empleo en estrategias de control difuso.

### **2.1 UNA REVISIÓN A LA TEORÍA DE CONFORT TERMICO**

La teoría de confort está basada originalmente en investigaciones que se dieron durante 5 años en los Laboratorios de Calefacción y Aire Acondicionado de la Universidad Técnica de Dinamarca y en el Instituto de Investigaciones Ambientales de la Universidad del estado de Kansas donde Fanger (1967) integró muchas disciplinas que con anterioridad nunca se habían tenido en cuenta [6] y que engloban variables que en un ambiente industrial son de gran importancia en un estudio de confort térmico consistente. Estas disciplinas incluyen además de transferencia de calor; transferencia de masa, fisiología térmica, ergonomía, biometrología, ingeniería textil y arquitectura.

Bajo este panorama, la aparición de la obra "*Thermal Confort*" de P.O. Fanger en 1970, representó un avance sustancial al incluir en el método de valoración propuesto, la totalidad de las variables que influyen en los intercambios térmicos hombre - medio ambiente y que por tanto, contribuyen a la sensación de confort.

Por otra parte la presentación del resultado expresándolo como porcentaje de personas que se sentirán insatisfechas en un ambiente determinado resulta de gran interés no sólo cuando se trata de evaluar una situación, sino también cuando se pretende proyectar o modificar un ambiente térmico.

### 2.1.1 Confort térmico

Se puede definir el confort como un estado de completo bienestar físico, mental y social [22]; en el cual se pretende que las personas se encuentren bien y depende de múltiples factores personales y parámetros físicos. El confort térmico representa el sentirse bien desde el punto de vista del ambiente higrotérmico exterior al individuo. Desde éste ambiente, los límites extremos pueden resultar dañinos, e incluso mortales, para el ser humano.

Las variables más importantes que influyen en la condición de confort térmico [3] son:

- Nivel de actividad de la persona
- Resistencia térmica de su ropa
- Temperatura del aire sobre su piel
- Velocidad del aire incidente sobre la persona
- Humedad relativa en el ambiente
- Temperatura media radiante.

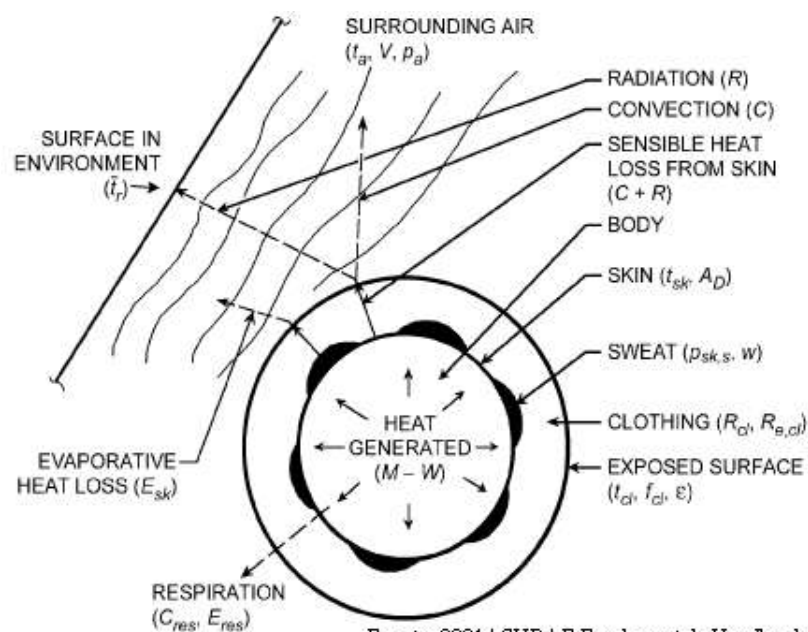
Estas 6 variables básicas están ampliamente relacionadas en la ecuación de confort que propone Fanger en su investigación. La condición de confort puede alcanzarse con muchas combinaciones de dichas variables.

La teoría de Fanger sugiere cuantificar el confort en ambientes térmicos en función de sus variables influyentes a través de expresiones matemáticas calculadas por dos índices: el *PMV* (Voto medio estimado) y el *PPD* (Porcentaje de insatisfechos estimado)

- \* **Voto medio estimado** (*PMV-predicted mean vote*): Identifica la sensación térmica global correspondiente a determinado ambiente térmico.

$$PMV = t_s * (M - W - E_d - E - E_{res} - C_{res} - R - C) \quad (1)$$

La interacción térmica del cuerpo humano con el ambiente es mostrada a continuación:



**Figura 2.1 Interacción térmica del cuerpo humano y el ambiente**

Donde:

**Tabla 2.1 Variables que intervienen en el balance térmico**

Variable	Descripción	Valor	Unidad
$t_s$	Coefficiente de transferencia de sensación térmica	$0,303 e^{-0,036M} + 0,028$	$m^2 / W$
$W$	Energía metabólica producida por el organismo	W	$W / m^2$
$M$	Trabajo mecánico externo	M	$W / m^2$
$E_d$	Pérdida de calor por difusión de agua por la piel	$3,05 \cdot 10^{-3} [5733 - 6,99 (M - W) - HR]$	$W / m^2$
$E$	Pérdida de calor por evaporación del sudor	$0,42 [(M - W) - 58,15]$	$W / m^2$
$E_{res}$	Pérdida de calor latente por respiración	$1,7 \cdot 10^{-5} M (5867 - HR)$	$W / m^2$
$C_{res}$	Pérdida de calor sensible por respiración	$0,0014M (34 - t_a)$	$W / m^2$
$R$	Pérdida de calor por radiación	$3,96 \cdot 10^{-8} f_{clo} [(t_{clo} + 273)^4 - (TMR + 273)^4]$	$W / m^2$
$C$	Pérdida de calor por convección	$f_{clo} h_c (t_{clo} - t_a)$	$W / m^2$

Si se reemplazan todas las variables anteriores mencionadas en la ecuación 1, se obtiene:

$$\begin{aligned}
 PMV = & \left(0.303e^{-0.036M} + 0.028\right) \{ (M - W) - 3.05 * 10^{-3} [5733 - 6.99(M - W) - HR] \\
 & - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 * 10^{-5} M (5867 - HR) - 0.0014 M (34 - t_a) - 3.96 * 10^{-8} \\
 & f_{clo} [(t_{clo} + 273)^4 - (TMR + 273)^4] - f_{clo} h_{clo} (t_{clo} - t_a) \}
 \end{aligned} \quad (2)$$

Siendo:

**Tabla 2.2 Variables que intervienen en la ecuación de Fanger**

<b>Variable</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidad</b>
<b>PMV</b>	Índice de valoración medio o voto medio estimado	
<b>M</b>	Producción de energía metabólica	W/m <sup>2</sup>
<b>W</b>	Trabajo externo, nulo en la mayoría de los casos	W/m <sup>2</sup>
<b>I<sub>clo</sub></b>	Resistencia térmica de la ropa	Clo
<b>F<sub>clo</sub></b>	Relación entre el área del cuerpo vestido y el área del cuerpo desnudo	%
<b>t<sub>a</sub></b>	Temperatura del aire	°C
<b>TRM</b>	Temperatura radiante media	°C
<b>V<sub>a</sub></b>	Velocidad relativa del aire (relativa al cuerpo humano)	m/s
<b>HR</b>	Humedad	%
<b>h<sub>c</sub></b>	Coeficiente de convección	W/(m <sup>2</sup> K)
<b>t<sub>clo</sub></b>	Temperatura superficial de la ropa	°C

De la ecuación anterior, deducimos que la energía metabólica (W) es nula, por lo que tenemos:

$$\begin{aligned}
PMV = & \left(0.303e^{-0.036M} + 0.028\right) \left\{ M - 3.05 * 10^{-3} [5733 - 6.99 M - HR] \right. \\
& - 0.42 [M - 58.15] - 1.7 * 10^{-5} M (5867 - HR) - 0.0014 M (34 - t_a) - 3.96 * 10^{-8} \\
& \left. f_{clo} [(t_{clo} + 273)^4 - (TMR + 273)^4] - f_{clo} h_{clo} (t_{clo} - t_a) \right\} \quad (3)
\end{aligned}$$

ASHRAE utiliza una escala psicofísica como mecanismo de valoración del confort térmico, llamada escala de sensación térmica [8], la cual refleja la opinión de un grupo numeroso de personas sobre su sensación térmica y es estimada sobre una escala de 7 niveles (Tabla 2.3).

**Tabla 2.3 Escala ASHRAE del Voto Medio Estimado**

<b><i>PMV</i></b> (Voto Medio Estimado)	<b><i>SENSACIÓN</i></b>
<b>-3</b>	<i>Muy Frio</i>
<b>-2</b>	<i>Frio</i>
<b>-1</b>	<i>Ligeramente Fresco</i>
<b>0</b>	<i>Neutral</i>
<b>+1</b>	<i>Ligeramente Tibio</i>
<b>+2</b>	<i>Caluroso</i>
<b>+3</b>	<i>Muy Caluroso</i>

Cuando la ecuación de confort es satisfecha, el PMV será igual a cero (0).

- \* **Porcentaje de personas insatisfechas** (*PPD-predicted percentage dissatisfied*): Permite predecir el porcentaje de personas que no se consideran satisfechas en un ambiente térmico, bajo la premisa que es imposible satisfacer a todas las personas de un gran grupo expuestas a un ambiente térmico.

El PPD se incrementa mientras mas se aleje el PMV del valor neutro o cero y su ecuación es:

$$PPV = 100 - 95 \bullet e^{-[0,03353(PMV)^4 + 0,2179(PMV)^2]} \quad (4)$$

### 2.1.2 Neutralidad térmica

La neutralidad térmica es definida como aquella condición en que una persona preferiría estar en un clima fresco o uno tibio [22]. De cualquier forma, la neutralidad térmica es una condición necesaria, pero no suficiente para estar en confort térmico. Se puede estar en neutralidad térmica y al mismo tiempo no estar cómodo, sin embargo, casi siempre la neutralidad térmica y el confort térmico se alcanzan simultáneamente, y estos dos conceptos se combinan en uno solo.

### 2.1.3 Condiciones para alcanzar el confort térmico

El cuerpo humano se puede considerar como una máquina térmica que intercambia energía con su entorno, en forma de calor y humedad. Se alcanza el confort térmico, sólo si hay equilibrio entre el calor producido por el metabolismo y las diferentes formas de disipación. Estas son:

- \* *Transferencias Conductivas (contacto cuerpo y otros sólidos)*: por ejemplo, los pies con el piso, o la mano con algún objeto. Esas transferencias son de poca importancia, en general.
- \* *Transferencias Convectivas*: piel, ropa, o circulación de aire en los pulmones.
- \* *Transferencias por Radiación*: desde la piel o la ropa hacia el entorno.
- \* *Transferencias Latentes*: debido a los procesos de respiración, o evaporación–transpiración.

Se considera que existe confort térmico, cuando se cumplen simultáneamente las siguientes condiciones:

- \* *Equilibrio Térmico Global.* La producción de calor del cuerpo humano es igual a la emisión de calor hacia el entorno. Con potencias frigoríficas normales y una regulación de temperatura adecuada, la obtención del equilibrio térmico global no presenta dificultad. Este mismo criterio, en la práctica, se usa tanto para la previsión del consumo de energía, como para la verificación formal de las condiciones de confort.
- \* *Confort Térmico Local.* El individuo no siente en ninguna parte de su cuerpo, ni calor ni frío desagradable. Las causas de incomodidad son múltiples y están ausentes (corrientes de aire, efectos de pared, etc.).
- \* *Balance Térmico Global.* El balance térmico global depende en cuanto a la producción de calor, del metabolismo del ocupante y de la humedad del aire (evaporación más o menos importante en los pulmones); en cuanto a la emisión de calor, de la vestimenta, de la temperatura operativa y de la velocidad del aire. Y, cuanto menor sea el equilibrio, mayor será el porcentaje previsible de insatisfacción.
- \* *Ecuación de Confort.* Es la ecuación comúnmente admitida por ASHRAE para la revisión de la sensación térmica global, la cual fue establecida por el Oler Fanger.

#### 2.1.4 Variables que influyen en el Voto de Sensación Térmica (VST)

**Tasa Metabólica:** Mide el gasto energético muscular que experimenta el trabajador cuando desarrolla una tarea, gran parte de esa energía es transformada directamente en calor. Aproximadamente sólo el 25% de la energía es aprovechada en realizar el trabajo, el resto se convierte en calor, circunstancia observada por Fanger e incluida en su análisis del confort térmico. Las unidades para medir el calor metabólico es el *met*, equivalente a:

$$1 \text{ met} = 58,2 \frac{W}{m^2} \quad (5)$$

**Tabla 2.4 Relación entre la tasa metabólica y carga física de la tarea según INSHT-NTP177**

Nivel De Actividad	Metabolismo de Trabajo <i>Kcal/Jornada (8h)</i>
<b>Trabajo Ligero</b>	< 1600
<b>Trabajo Medio</b>	1600 a 2000
<b>Trabajo Pesado</b>	> 2000

**Temperatura del Aire ( $t_a$ ):** Es indicada por un termómetro ordinario cuyo bulbo está recubierto por una muselina humedecida, no está sometido a ventilación forzada y no está apantallado contra la radiación térmica. Es medida en grados Celsius. Si se dispone de la medida en Kelvin es necesario aplicar la conversión:  $T(^{\circ}C) = [T(K) - 273]$ .

**Temperatura Seca ( $t_s$ ):** Indicada por un termómetro ordinario cuyo bulbo está apantallado de la radiación, pero alrededor del cual puede circular libremente el aire.

**Tabla 2.5 Valores medios de las tasas metabólicas en función de la actividad desarrollada (ISO 8996)**

Clase	Tasa Metabólica $W / M^2$	Ejemplo De Actividades
<b>Descanso</b>	65	Descansando, sentado cómodamente.
<b>Tasa metabólica baja</b>	100	Escribir, teclear, dibujar, coser, anotar contabilidad, manejo de herramientas pequeñas, caminar sin prisa ( velocidad hasta 2,5 Km./h)
<b>Tasa metabólica moderada</b>	165	Conducir camiones, tractores o máquinas de obras, caminar a una velocidad de 2,5 Km./h hasta 5,5 Km./h.
<b>Tasa metabólica alta</b>	230	Trabajo intenso con brazos y tronco, transporte de materiales pesados, Pedalear, empleo de sierra, caminar a una velocidad de 5,5 Km./h hasta 7 Km./h.
<b>Tasa metabólica muy alta</b>	260	Actividad muy intensa a ritmo de muy rápido a máximo, trabajo con hacha, cavado o pelado intenso, subir escaleras, caminar a una velocidad superior a 7 Km./h.



**Temperatura de Globo ( $t_g$ ):** Se indica por medio de un termómetro cuyo bulbo se encuentra en el centro de una superficie esférica metálica, de quince centímetros de diámetro y pintada de color negro mate. Al utilizarlo es muy importante colocar el globo en la misma posición que esté el trabajador durante su labor por ser la radiación un fenómeno direccional, pequeñas distancias pueden implicar diferencias importantes en el valor medido.

**Temperatura Radiante Media (TMR):** Corresponde al intercambio de calor por radiación entre el cuerpo y las superficies que lo rodean. Dicha variable deberá indicarse en grados Celsius, la TMR puede ser calcular a partir de los valores medidos de la temperatura seca, la temperatura de globo y la velocidad relativa del aire mediante la siguiente ecuación:

$$TMR(^{\circ}C) = T_{globo} (^{\circ}C) + 1,9 \sqrt{Vel_{aire} (m/s) * [T_{globo} (^{\circ}C) - T_{seca} (^{\circ}C)]} \quad (6)$$

**Velocidad relativa del aire ( $V_a$ ):** Influye en la capacidad de transmisión de calor por convección; si la velocidad del aire es alta se producen enfriamientos de zonas del cuerpo localizadas (tobillos, nuca, etc) que crean sensaciones de discomfort. Es medida en  $m/s$ .

**Humedad Relativa (HR):** Afecta poco al confort de las personas; tiene importancia si se dan humedades altas combinadas con altas temperaturas, ya que en esos casos se dificulta la capacidad de sudoración, pero estos valores están alejados de las zonas de trabajo habituales en instalaciones de climatización.

Desde el punto de vista de confort, valores comprendidos entre 30 y 70 % son correctos; los límites de 40 a 60 % están basados en consideraciones sanitarias, relativas a irritación de las mucosas, sequedad de la piel, crecimiento de microorganismos y otros problemas asociados a la humedad.

**Temperatura de la Piel ( $t_{piel}$ ):** Puede estimarse como función de los parámetros de la situación de trabajo usando la siguiente expresión:

$$t_{piel} = 30 + 0.093t_a + 0.045TMR - 0.571V_a + 0.254HR + 0.00128M - 3.57I_{clo} \quad (7)$$

**Superficie del Cuerpo (M/A<sub>Du</sub>) :** Son los factores de medida para los diversos componentes de la ecuación del balance térmico del cuerpo, están expresados en unidades de potencia por metro cuadrado de superficie corporal, por lo que se hace necesario estimar la superficie del mismo. La medida del área del cuerpo se calcula según la siguiente ecuación (DuBois) de carácter experimental:

$$A = 0.02 m^{0.425} h^{0.725} \quad (8)$$

Siendo, A: Superficie corporal (m<sup>2</sup>): m: Masa corporal (kg); h : Altura (m).

**Temperatura de la Superficie de la Ropa:** Se expresa °C, la ecuación es

$$T_{clo} = 35.7 - 0.032 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 0.15 I_{clo} \left\{ \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 0.35 \left[ 43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - HR \right] - 0.42 \left[ \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 50 \right] - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}} (44 - HR) - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}} (34 - t_a) \right\} \quad (9)$$

**Aislamiento de la Ropa (I<sub>clo</sub>) :** Este valor puede estimarse mediante las tablas ISO 7730 e ISO 9920. El cálculo es estimado a partir de combinaciones habituales de ropa o bien mediante la selección personalizada de las prendas del trabajador. *Por ejemplo:* Si la tarea se desarrolla sentado, al valor del aislamiento proporcionado por la ropa se le debería añadir el aislamiento proporcionado por el asiento. Las unidades para medir la resistencia térmica de la vestimenta son el *clo*, siendo:

$$1 \text{ clo} = 0.15 \frac{m^2 \cdot K}{W} \quad (10)$$

**Coefficiente de Convección ( $H_{clo}$ ) :** Es el intercambio de calor por convección entre la superficie de la piel y el ambiente, y viene dado por:

$$H_{clo} = \begin{cases} 2.05(t_{clo} - t_a)^{0.25} & \text{para } 2.05(t_{clo} - t_a)^{0.25} > 10.4\sqrt{V} \\ 10.4\sqrt{V} & \text{para } 2.05(t_{clo} - t_a)^{0.25} < 10.4\sqrt{V} \end{cases} \quad (11)$$

**Tabla 2.6 Valores del aislamiento de la ropa, según INSHT-NTP74**

Indumentaria	Resistencia Termica De La Ropa Según Iso 7730		Temp. De La Superficie De La Ropa
	m <sup>2</sup> °C / W	Clo	Fclo
<b>Ropa Tropical</b> (short, camiseta de cuello abierto, mangas cortas, calcetines y sandalias)	0.045	0.3	1.05
<b>Ropa Ligera de Verano</b> (pantalón, camisa de cuello abierto, mangas cortas, calcetines finos y zapatos)	0.08	0.5	1.1
<b>Ropa Ligera de Trabajo</b> (ropa interior ligera, camisa de mangas largas, pantalón de trabajo, calcetines gruesos y zapatos)	0.11	0.7	1.1
<b>Ropa Interior para Invierno</b> (ropa interior, camisa mangas largas, pantalón de trabajo, calcetines gruesos y zapatos)	0.16	1.0	1.15
<b>Ropa de Vestir Tradicional</b> (ropa interior de algodón con mangas y piernas largas, camisa, traje, chaleco, calcetines de lana)	0.23	1.5	1.15

## **2.2 NORMATIVAS PARA EL CONFORT TÉRMICO**

El confort térmico es regulado mediante las siguientes normas

### **2.2.1 ISO 7730 (2005)**

Referido a la ergonomía del ambiente térmico. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local [23].

### **2.2.2 ANSI/ASHRAE Standard 55 (2010)**

Referido a las condiciones de ambiente térmico para las ocupaciones humanas según ASHRAE [7]

### **2.2.3 ISO 8996 (2004)**

Referido a la ergonomía del ambiente térmico. Determinación de la tasa metabólica [24].

### **2.2.4 ISO 9920 (2007)**

Referido a la ergonomía del ambiente térmico. Estimación del aislamiento térmico y la resistencia de vapor de agua de las vestimentas [24].

### **2.2.5 THERMAL COMFORT – ASHRAE Fundamentals Handbook (2001)**

Referido al capítulo 8 “*Thermal Comfort*” del manual de fundamentos de ASHRAE [8].

### **2.2.6 NTC 5316 (2004)**

Referido a la norma técnica colombiana: condiciones ambientales térmicas de inmuebles para personas [25].

### **2.3 UNA REVISIÓN A LOS MODELOS DE CONFORT TÉRMICO**

A pesar que lo que se pretende en la investigación propuesta es desarrollar bajo experimentación zonas de confort térmico para regiones tropicales con alta humedad, resulta de gran interés mostrar los modelos existentes de confort y de estrés térmico distintos al de Fanger.

A continuación se muestran los principales modelos, zonas, e índices de confort reconocidos hasta el momento por ASHRAE.

#### **2.3.1 Modelos teóricos**

##### **2.3.1.1 Two – Node**

El modelo 2-Node es una simplificación de los modelos termoregulatorios de *Stolwijk* y *Hardy* [8] y puede utilizarse para predecir respuestas en condiciones no estacionarias. Este modelo avalado por ASHRAE representa al cuerpo humano como dos cilindros concéntricos. El cilindro central representa el núcleo del cuerpo y el cilindro delgado representa la piel. El modelo usa además expresiones empíricas para predecir la sensación térmica (TSENS) y el desconfort térmico (DISC). Estos índices están basados en una escala numérica de 11 puntos donde los valores positivos representan desde una sensación de neutralidad térmica hasta sensaciones muy calientes y los valores negativos representan el lado frío de la escala. Dicho de otra forma, esta escala es la misma que la del PMV de Fanger, pero con dos térmicos extras:  $\pm 4$  (muy caliente/frío) y  $\pm 5$  (intolerablemente caliente/frío).

##### **2.3.1.2 ET - DISC**

Este modelo en estado transitorio usa un balance de energía para predecir el confort térmico y puede ser calculado empleándola metodología *2-Node*. El modelo determina una nueva escala de temperatura efectiva (ET) que es un índice de temperatura que toma en cuenta la transferencia radiante y latente del calor a través del tiempo, e interactúa hasta que el equilibrio haya sido alcanzado (aproximadamente 60 minutos) [4].

El ET es la temperatura con un ambiente de 50%HR en que una persona experimenta la misma cantidad de pérdidas que en el ambiente actual.

### **2.3.2 Modelos adaptativos**

Los modelos adaptativos no predicen una respuesta de confort, pero muestran varios ajustes que permiten reducir el disconfort y el estrés térmico bajo la premisa que las personas se adaptan naturalmente al ambiente que los rodea. Algunos modelos importantes se muestran a continuación.

#### **2.3.2.1 Humphreys**

Este modelo es una adaptación basada en una amplia gama de datos con climas controlados y no controlados, encontrando una fuerte dependencia estadística de las neutralidades térmicas ( $T_n$ ). Se encontró que el valor de  $T_n$  varía entre 17°C y 30°C

$$T_n = 2,56 + 0,83 \bullet T_i \quad (12)$$

Donde  $T_n$  es la neutralidad térmica y  $T_i$  la temperatura de globo.

#### **2.3.2.2 Griffiths**

Este modelo surgió de estudios en edificios europeos y su regresión es muy parecida a la anterior:

$$T_n = 12,1 + 0,534 \bullet T_m \quad (13)$$

#### **2.3.2.3 Auliciems**

Utilizando edificaciones con aire acondicionado y sin él, se encontraron expresiones válidas para  $T_n$  entre 18°C y 28°C:

$$T_n = 17,6 + 0,31 \bullet T_m \quad (14)$$

#### 2.3.2.4 Dear and Brager

Para edificaciones y climas donde no se requiere acondicionamiento de aire, este modelo [8] propone la siguiente expresión:

$$T_{oc} = 18,9 + 0,255 \bullet T_{out} \quad (15)$$

#### 2.3.3 Modelos empíricos

A continuación se muestran algunos de los modelos empíricos con aplicaciones en arquitectura e ingeniería ambiental.

##### 2.3.3.1 PD (*Predicted percent dissatisfied due to draft*)

Este modelo estima el porcentaje de insatisfacción debido al movimiento del aire a una temperatura dada. Las variables que influyen en este modelo son temperatura del aire, velocidad del aire y la intensidad de la turbulencia. La ecuación que describe este comportamiento está dada por:

$$PD = 3,413 \bullet (34 - T_a) \bullet (v - 0,05)^{0,622} + 0,369 \bullet v \bullet T_u \bullet (34 - T_a) \bullet (v - 0,05)^{0,622} \quad (16)$$

Donde *PD* es el porcentaje predicho de insatisfacción, *T<sub>a</sub>* y *T<sub>u</sub>* son la temperatura del aire y la intensidad de turbulencia respectivamente y *v* es la velocidad media del aire.

##### 2.3.3.2 PS (*Predicted percent speed*)

Esta ecuación predice la velocidad del aire que una persona puede soportar a cierta temperatura. Tiene una desventaja y es que la persona debe tener dominio completo sobre la fuente de velocidad.

La ecuación es:

$$PS = 1,13 \bullet (Top)^2 - 0,24 \bullet Top + 2,7 \bullet v^2 - 0,99 \bullet v \quad (17)$$

Donde PS es el porcentaje acumulativo de personas que eligieron una velocidad de aire particular, *Top* es la temperatura operativa y *v* la velocidad del aire.

#### **2.3.4 Zonas de confort**

Las zonas de confort son representaciones gráficas que permiten determinar una región en que uno o varios factores que influyen en el confort térmico pueden variar sin perder la condición de confort. A continuación, algunas representaciones gráficas.

##### **2.3.4.1 Curva de Giovoni o índice de estrés térmico**

Esta representación utiliza un diagrama psicrométrico, es decir, tiene en cuenta las características del aire, la humedad y la temperatura, para evaluar la sensación térmica y de confort. El diagrama utiliza los valores de temperatura y humedad media de cada mes. Con estos valores se obtienen 12 líneas que representan el rango de variación entre los estados máximos y mínimos medios de cada uno. Al final se obtiene algo como lo que se muestra en la figura 2.2.

El diagrama está dividido en varias zonas, que corresponden a áreas en las que se dan unos condicionantes climáticos similares, que pueden ser agrupados dentro de una misma categoría para la cual existe una solución bioclimática a resolver. Éstas son las categorías: zona de confort, zona de confort permisible, calefacción por ganancias internas, calefacción solar pasiva, calefacción solar activa, humidificación, calefacción convencional, protección solar, refrigeración por alta masa térmica, enfriamiento por evaporación, refrigeración por alta masa térmica con ventilación nocturna, refrigeración por ventilación natural y mecánica, aire acondicionado, deshumidificación convencional.



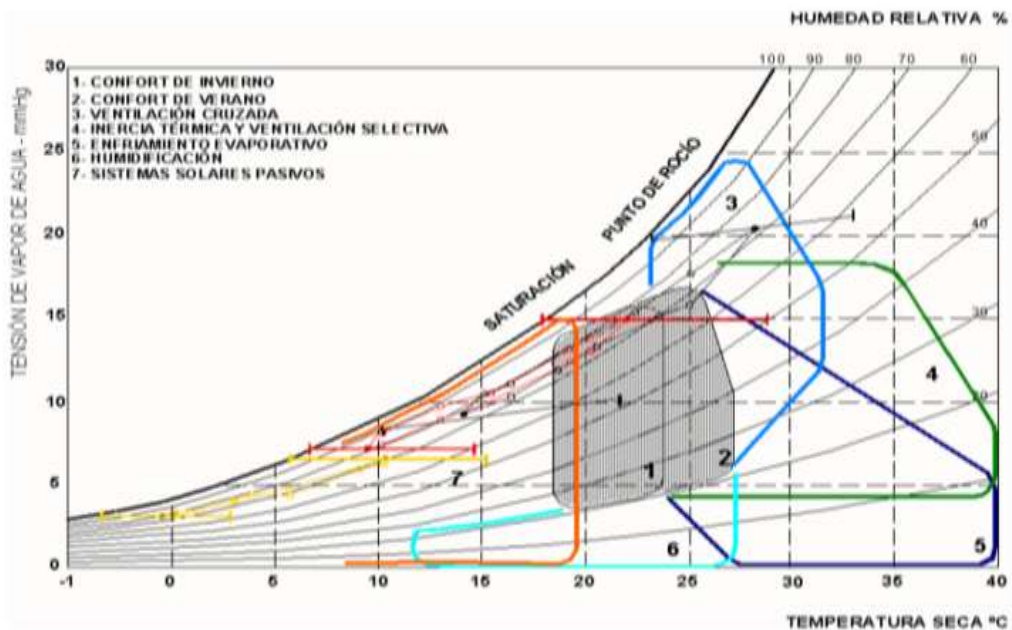


Figura 2.2 Diagrama Bioclimático de Givoni

#### 2.3.4.2 Zona de confort de Olgyay

Los hermanos Olgyay (EEUU) fueron los primeros que representaron en una carta los parámetros de comodidad térmica, basándose en datos de fisiólogos en 1925, que permite establecer una “zona de comodidad” en relación con la temperatura y humedad relativa del aire. Este método se basa en unas condiciones muy concretas, para una persona con una actividad ligera (paseando), vestida con ropa de entretiempo (1 Clo), sin viento y a la sombra.

En este diagrama se muestra en gris la zona de confort, delimitada por la temperatura del aire entre los 21°C y 27°C, y la humedad relativa entre 20 y 75%, con una zona de exclusión para el aire demasiado cálido y húmedo (sudor). Este gráfico además muestra: las sensaciones fisiológicas de las zonas periféricas, los límites de la actividad o el riesgo en función de las condiciones de calor y humedad, la tolerancia a bajas temperaturas cuando se aumenta el arropamiento (unidades Clo). Es interesante para el estudio del ambiente exterior o clima, ya que se le puede incorporar los datos de temperatura y humedad del clima de una localidad, en diferentes meses y horas del día. Sin embargo, este método ha recibido críticas cuando se ha querido aplicar para evaluar condiciones ambientales interiores, ya que no permite evaluar en

detalle el “nivel de comodidad” ni la influencia de parámetros personales como la actividad, el arropamiento o la temperatura radiante media de los cerramientos, tal como se describen en otros métodos más modernos.

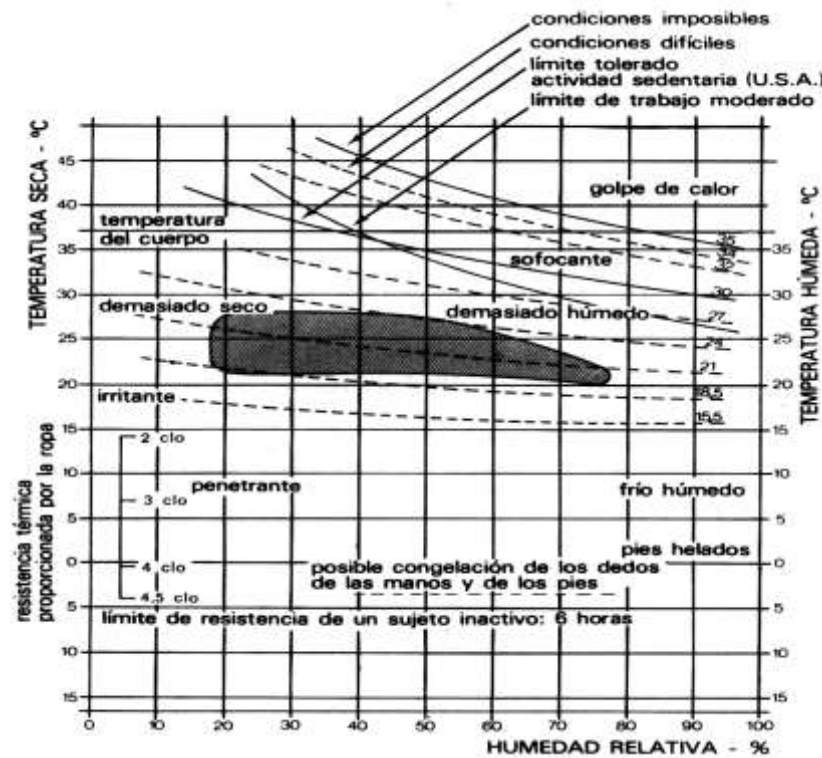


Figura 2.3 Diagrama Bioclimático de Olgyay

#### 2.3.4.3 Zona de confort de ASHRAE.

ASHRAE propone una zona de confort para climas interiores representada sobre un diagrama psicrométrico convencional. Especifica unos límites de temperatura de aire y humedad relativa para personas con actividad sedentaria, hábitos estacionales en su vestimenta y bajo sistemas de aire acondicionado. La figura 2.3 muestra la última zona de confort de ASHRAE, la Estándar 55 – Versión 2010.

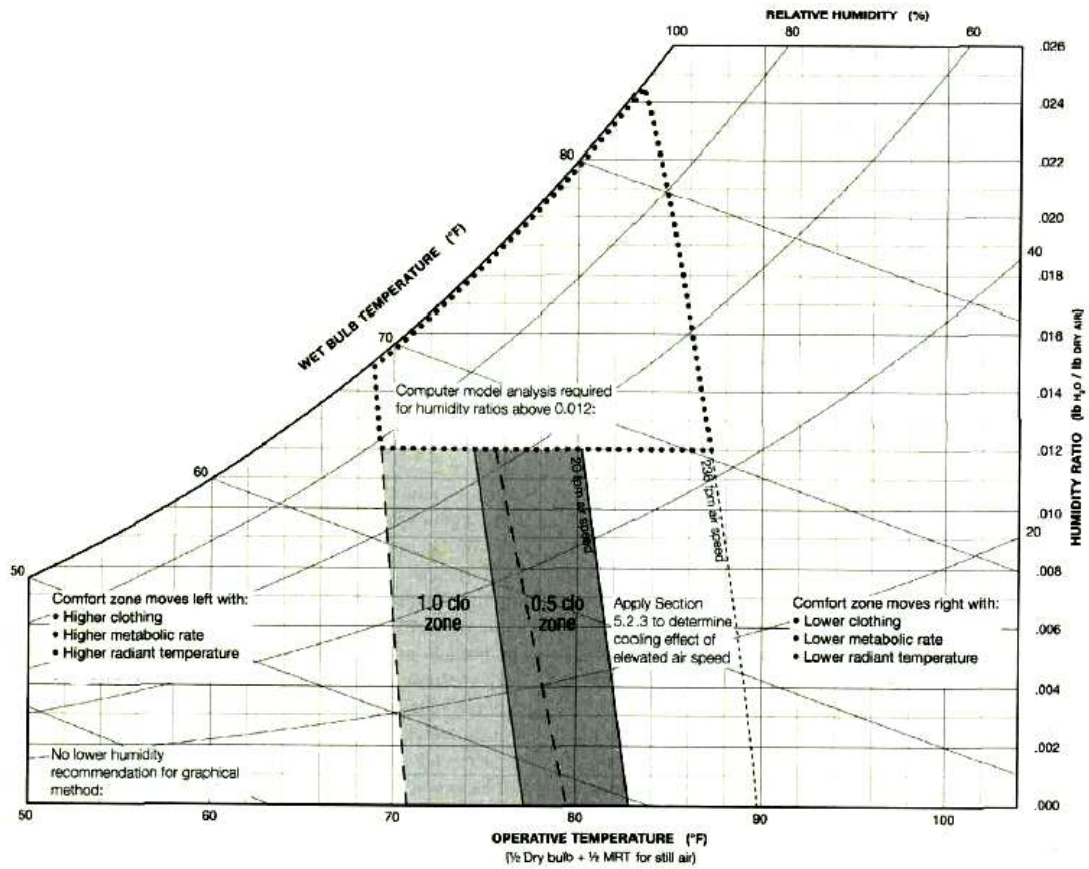


Figura 2.4 Estándar 55 – Version 2010

## 2.4 CONFORT EN EL TRÓPICO

Particularmente en regiones tropicales, han sido muy pocos los estudios y publicaciones relacionados a ambientes y confort térmico (N. Djongyang, R. Tchinda, D. Njomo; 2010) [2], más aún en ambientes bajo la influencia de sistemas de aire acondicionado; las escasas investigaciones en cuanto a este tema están enfocados usualmente a recintos naturalmente ventilados. En los trópicos las personas se climatizan al calor [3], razón por la cual, los estudios dirigidos en esta área tienden a ser adaptativos o empíricos, en vez de teóricos.

Según Fanger, la ecuación de confort puede ser aplicada en otras localizaciones geográficas distintas a Dinamarca, donde esta ecuación fue experimentada, ya que en su estudio se evidenció una diferencia no significativa entre individuos daneses y americanos. Sin embargo, investigaciones posteriores [1] [5] [11] [12] [19], han demostrado que los efectos del tipo de vestimenta en otras localizaciones geográficas, así como las preferencias climáticas pueden resultar factores significativos en el confort, a pesar que la aclimatación al calor sea un fenómeno bien definido[8].

## 2.5 CONTROL DIFUSO

El control difuso (*fuzzy control*) o borroso utiliza las expresiones basados en lógica booleana para formular las reglas que controlarán los sistemas, permitiéndole al controlador tomar diferentes grados de acción en el sistema, además puede ser aplicado a innumerables sistemas empleando técnicas de razonamiento aproximado para el control de sistemas superiores cuando el entorno no presenta una forma precisa. Esto le da una amplia ventaja en comparación al control clásico. Son muchas las aplicaciones del control difuso en la ingeniería (aeronáutica, automotriz, sistemas de manufactura, sistemas de producción automatizados, robótica, control de procesos) [26], pero en este apartado solo se referencia las aplicaciones difusas más significativas en el estudio de confort térmico y sistemas de aires acondicionado.

### 2.5.1 Conceptos básicos del control difuso

Un sistema difuso es un sistema basado en el conocimiento humano que utiliza reglas simbólicas del tipo “si-entonces” para representar a través de implicaciones, una decisión que simula a la realizada por el hombre de acuerdo a experiencias propias. La estructura básica de un controlador difuso se muestra en la figura 2.5.

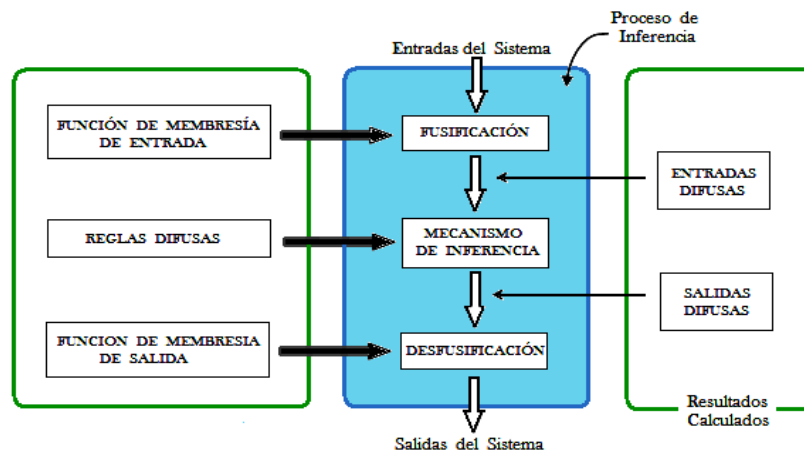


Figura 2.5 Estructura básica de un controlador difuso

El proceso de inferencia consta de:

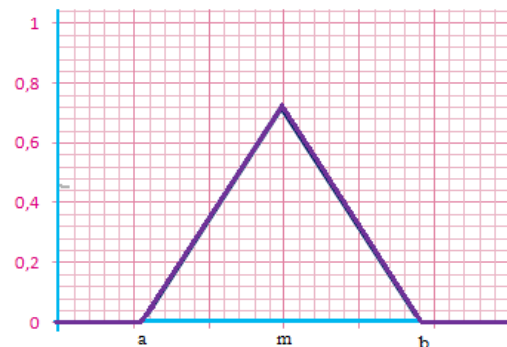
- \* **Fusificación:** es un proceso de conversión realizado para convertir datos medidos del mundo real (*entradas del sistema*) a un valor lingüístico en el mundo de la lógica utilizan las funciones de membresía de las variables lingüísticas para calcular el grado de pertenencia (*grado de verdad*) para cada termino; este es el primer paso en difuso y debe de ser realizado para cada variable de entrada, el resultado es utilizado como entrada al mecanismo de inferencia. Para realizar la fusificación se debe de contar con las funciones de membresía (FM's) de las variables de entrada.
- \* **Mecanismo de Inferencia:** relaciona los conjuntos difusos de entrada y salida, que representa a las reglas que definen el sistema. Las entradas a este bloque son conjuntos difusos (*grado de pertenencia*) y las asociaciones de la variable de salida.

- \* **Desfusificación:** a partir del conjunto difuso obtenido en el mecanismo de inferencia y mediante los métodos matemáticos de desfusificación, se obtiene un valor concreto de la variable de salida, es decir, el resultado.

**Las funciones de pertenencia o membresía  $\mu$**  describen el grado de pertenencia de los elementos del universo de discurso al conjunto difuso. Una función de pertenencia de un conjunto borroso A sobre un universo de discurso X es de la forma  $\mu_A: X \rightarrow [0,1]$ , donde a cada elemento de X le corresponde un valor entre 0 y 1. Este valor, llamado valor de pertenencia o grado de pertenencia, representa el grado en el que el elemento de X pertenece al conjunto borroso A. Las funciones de pertenencia permiten representar gráficamente un conjunto borroso. En el eje “x” (abscisas) se representa el universo de discurso, mientras que en el eje “y” (ordenadas) se sitúan los grados de pertenencia en el intervalo [0,1]. Para construir funciones de pertenencia se suelen utilizar funciones sencillas, ya que al estar definiendo conceptos borrosos el uso de funciones complejas no aporta mayor precisión. A continuación, se presentan las funciones de pertenencia más utilizadas:

- ❖ **Función de Pertenencia Triangular:** definida por un límite superior b, un límite inferior a, y un valor m tal que  $(a < m < b)$ .

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & \text{si } x \leq a \\ \frac{x-a}{m-a}, & \text{si } a < x \leq m \\ \frac{b-x}{b-m}, & \text{si } m < x < b \\ 0, & \text{si } x \geq b \end{cases}$$



**Figura 2.6 Representación gráfica de la función de pertenencia Triangular**

- ❖ **Función de Pertenencia Trapezoidal:** definida por un límite superior d, un límite superior a, un límite de soporte superior c y un límite de soporte inferior b, tal que  $(a < b < c < d)$ .

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & \text{si } (x < a) \text{ ó } (x > d) \\ \frac{x-a}{b-a}, & \text{si } a \leq x \leq b \\ 1, & \text{si } b \leq x \leq c \\ \frac{d-x}{d-c}, & \text{si } c \leq x \leq d \end{cases}$$

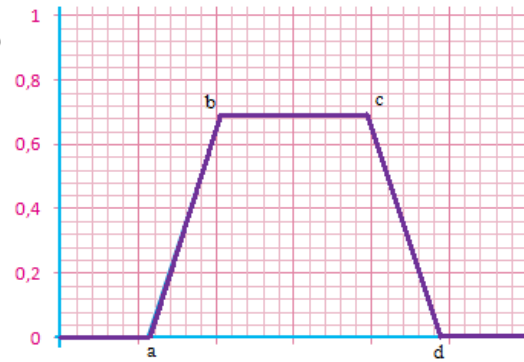


Figura 2.7 Representación gráfica de la función de pertenencia Trapezoidal

Casos particulares de la Función de Pertenencia Trapezoidal:

❖ Funciones R con parámetros  $a = b = -\infty$

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & \text{si } (x < ) \text{ ó } (x > d) \\ \frac{d-x}{d-c}, & \text{si } c \leq x \leq d \\ 1, & \text{si } b \leq x \leq c \end{cases}$$

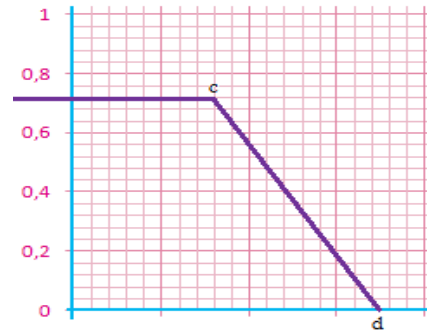


Figura 2.8 Representación gráfica de la función de pertenencia Trapezoidal R

❖ Funciones L con parámetros  $c = d = +\infty$

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & \text{si } x < a \\ \frac{x-a}{b-a}, & \text{si } a \leq x \leq b \\ 1, & \text{si } x < b \end{cases}$$

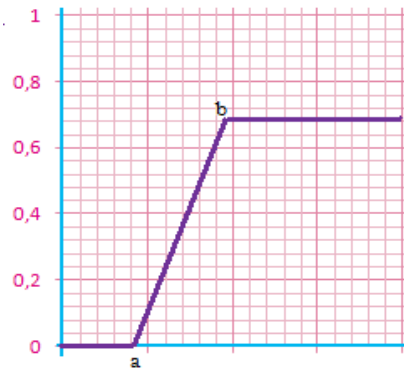
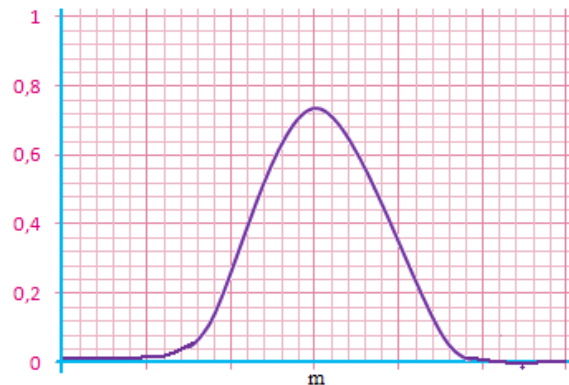


Figura 2.9 Representación gráfica de la función de pertenencia Trapezoidal L

- **Función de Pertenencia Gaussiana:** definida por un valor medio  $m$  y una desviación estándar  $k > 0$ , la cual se cumple cuanto menor sea  $k$ , es decir, más estrechas será la campana.

$$\mu_A(x) = e^{-\frac{(x-m)^2}{2k^2}}$$



**Figura 2.10 Representación gráfica de la función**

**Las reglas de control** son relaciones que se utilizan para expresar la relación existente entre los conceptos imprecisos y el comportamiento que gobierna al sistema que se quiere controlar. Cada regla tiene la forma de una declaración *IF – THEN*. La parte *IF* de la regla contiene una o más condiciones, llamadas **antecedentes**. La parte *THEN* de la regla contiene una o más acciones, llamadas **consecuencias**.

Los antecedentes de las reglas corresponden directamente al grado de membresía (*entrada difusa*) calculada durante el proceso de fusificación. El grado de soporte permite no ser tan radical en la evaluación de las reglas debido a que admite tener una evaluación parcial de las mismas.

Ahora, **los métodos de implicación difusa** más comunes en el diseño de controladores son el método de *Sugeno* y *Mamdani*, siendo este último el más utilizado en la actualidad.

- \* **Método de Sugeno:** emplean la metodología de carácter iterativo. En la cual se asumen los parámetros y la partición de las premisas, posteriormente se determinan los parámetros del consecuente de forma óptima con el método de mínimos cuadrados de acuerdo a la premisa asumida. Si los resultados de la identificación no resultan



satisfactorios se reajustan las premisas y se repite el procedimiento en forma iterativa. La implementación de este tipo de esquema no es sencilla, ya que el problema de determinar la función de pertenencia óptima implica un problema de programación no lineal.

- \* **Método de Mamdani:** es el más usado en aplicaciones, dado que tiene una estructura muy simple de operaciones “mín-max”. En este modelo de controlador se hace referencia a cambios en la acción de control, estos cambios son expresados mediante términos lingüísticos o numéricos fijos.

Pasos para desarrollar en método *Mamdani*:

1. *Evaluar los antecedentes en cada regla.* Dadas las entradas (*valores numéricos*) se obtienen los distintos valores de pertenencia para cada una de ellas. A esto se le llama “fusificación de la entrada”.
2. *Obtener la conclusión en cada regla.* A partir del consecuente de cada regla y del valor del antecedente obtenido en el paso 1, se aplica un operador difuso de implicación obteniendo así un nuevo conjunto difuso. Los operadores de implicación más usados son el mínimo, que trunca la función de pertenencia del consecuente, y el producto, que la escala.
3. *Agregar conclusiones.* Las salidas obtenidas para cada regla en el paso 2 se combinan en un único conjunto borroso utilizando un operador de agregación difusa. Algunos de los operadores de agregación más utilizados son el máximo, la suma o el o probabilístico.
4. *Desfusificación.* Se transforma el conjunto difuso obtenido en el paso 3, en un número. Uno de los métodos más utilizados es el del centroide, que calcula el centro del área definida por el conjunto difuso obtenido en el paso 3.

## 2.5.2 Aplicaciones del control difuso en los sistemas de aire acondicionado

Las aplicaciones de la lógica difusa en el estudio de confort y el aire acondicionado es muy escasa, debido a lo reciente de estas tecnologías (*el boom de la lógica difusa surge a partir de la década de los 90's*) y el poco interés en aplicarlos a los sistemas HVAC en las últimas dos décadas. Sin embargo los sistemas de aire acondicionado convencional fueron usados inicialmente por varios autores para demostrar la forma de trabajo de un controlador difuso simple y las ventajas que ofrece éste frente a los sistemas de control del modo *ON-OFF*. En esta primera aplicación, se comparan los *set point* de ambos sistemas (véase figura 2.11) y se detalla la programación del controlador difuso mediante reglas simples del tipo “*si-entonces*” como:

Si la temperatura es fria ENTONCES fan\_speed es alta

Si la temperatura es fresca ENTONCES SE fan\_speed medio

Si la temperatura es cálida ENTONCES fan\_speed es baja

Si la temperatura es caliente ENTONCES fan\_speed es cero

Refiriéndose a la acción de aumentar o disminuir la velocidad con la que el ventilador (*fan*) debe correr para conseguir una temperatura deseada.

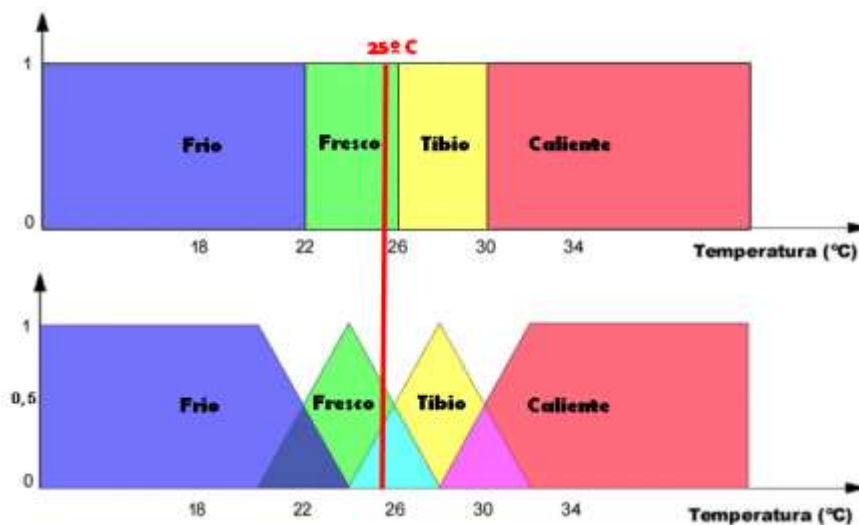


Figura 2.11 Puntos de referencia convencional y difusa

Tomado de Internet: <http://www.aptronix.com/fide/howfuzzy.htm> 2000

La figura 2.12 enseña un controlador fuzzy de temperatura, donde la temperatura del recinto cerrado es censada por un termostato difuso y éste envía la señal al controlador para realizar correspondiente la acción de control basada en reglas anteriormente descritas.

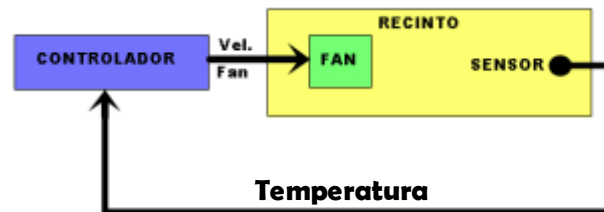


Figura 2.12 Sistema de control difuso de temperatura

Aunque esta aplicación resulta ser sencilla, no es común encontrarla comercialmente en aplicaciones simples como sucede con otros aparatos cotidianos como lavadoras, aspiradoras, cámaras digitales, etc., por cuanto se presume que el desinterés en esta área aún persiste y necesita mayor estudio por parte de nuevos investigadores.

En cuanto a la introducción de la lógica difusa en los estudios de confort térmico, M. Handi y G. Lachiver (1998) fueron los primeros en aproximar un sistema difuso para predecir el confort térmico [27]. Ahí, la lógica difusa fue aplicada para evaluar la velocidad del aire y la temperatura del aire de referencia que generaría un confort térmico en un recinto acondicionado. El sistema de confort térmico difuso propuesto por Handi- Lachiever está compuesto por tres subsistemas los cuales están relacionados como lo muestra la siguiente figura.

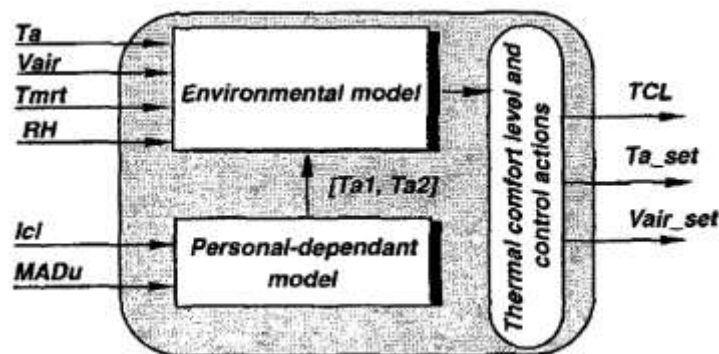
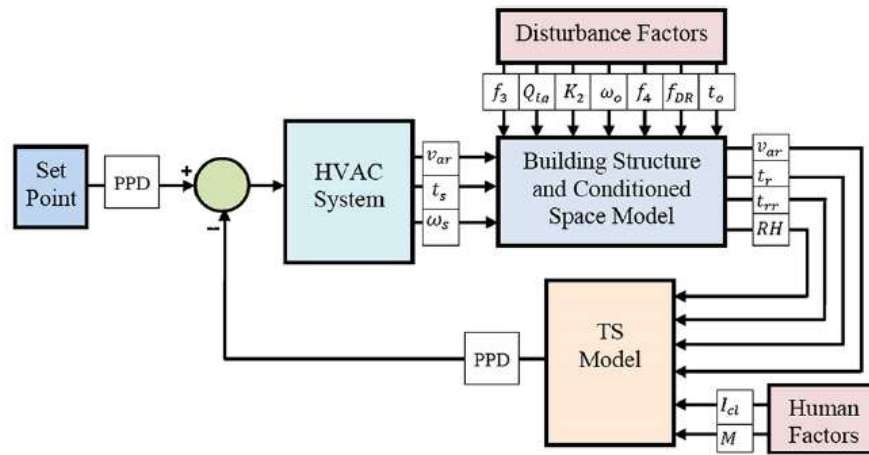


Figura 2.13 Sistema de confort térmico difuso

Recientemente, R.Z Homod *et. al* (2012) propone un modelo fuzzy híbrido que puede ser usado para controlar el confort térmico en sistemas HVAC [28]. La primera parte del modelo contiene varios cálculos empíricos basados en el Factor de Carga Residencial (*RLF* - *Residencial Load Factor*) y la segunda parte está asociada con la evaluación del confort térmico a través de indicadores como el voto medio predictivo (PMV) y el porcentaje de disconformidad predictiva (PPD) usando un modelo fuzzy Tkagi-Sugeno (TS). La figura 2.14 muestra un esquema general de las condiciones de espacio referenciadas para el control.



**Figura 2.14 Sistema de control fuzzy basado en RLF y TS**

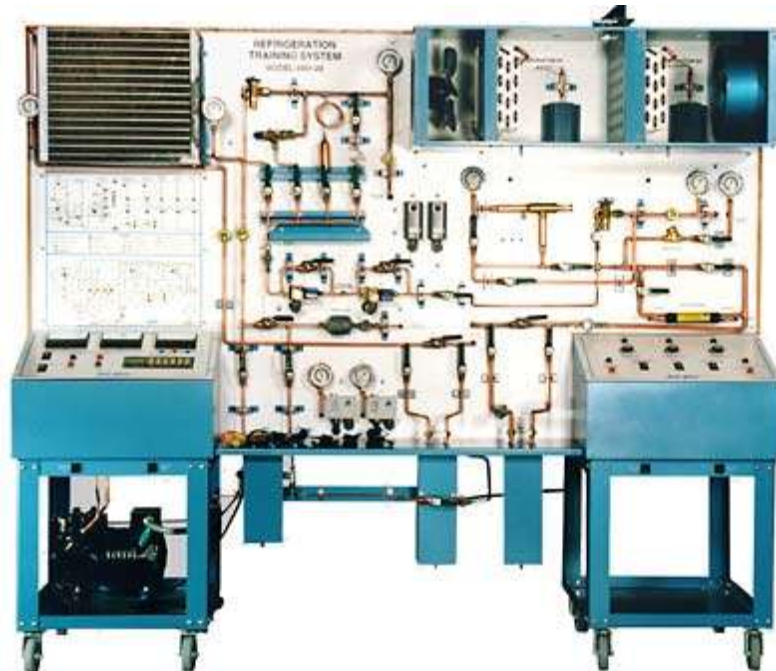
### 3. DISEÑO EXPERIMENTAL Y ANALISIS DE CONFORT

Este capítulo muestra cada uno de los pasos que se tuvieron en cuenta para el la ejecución del diseño de experimento propuesto en esta investigación. Además, enseña el análisis estadístico de los datos y la nueva propuesta para las zonas de confort en ambientes tropicales húmedos como Barranquilla.

#### 3.1 DISEÑO DEL RECINTO DE PRUEBAS

##### 3.1.1 Caracterización del entrenador de aires

Un entrenador de aire acondicionado es un equipo como el que se muestra en la figura 3.1, en el cual se controlan variables que influyen en el proceso de acondicionamiento de aire como tal, pero que no está propiamente diseñado para el estudio de confort de las personas en recintos cerrados.



**Figura 3.1 Entrenador de Aire Acondicionado de Uninorte.**

Por tal razón es necesaria una caracterización o estudio técnico del equipo, ya que resulta ventajoso para esta investigación trabajar variables de fácil manipulación en un entrenador (*aspecto que es difícil alcanzar con equipos estándares de AA*). Faltaría ahora estimar si la capacidad del entrenador nos da para acondicionar una pequeña cabina y controlar las variables como la temperatura, velocidad del aire, CFM y humedad relativa desde el entrenador. Lo realmente importante es calcular cuales son los rangos de cada una de estas variables porque son determinantes para un diseño de experimento posterior.

Para calcular caudal máximo entregado por el entrenador, se midió en los siguientes puntos:



**Figura 3.2 Puntos de medición en los evaporadores**

Velocidad y temperatura del aire a la salida del Evaporador 2:

- $V_{a1}=97.54 \text{ m/min}$
- $V_{a2}=115.82 \text{ m/min}$
- $V_{a3}=97.53 \text{ m/min}$
- $V_{a4}=91.44 \text{ m/min}$
- $V_{a5}=39.62 \text{ m/min}$  (Valor del centro. Ver detalle)
- $T_{a1} = T_{a2} = T_{a3} = T_{a4} = T_{a5} = 16^{\circ}\text{C}$
- 

Para determinar el caudal máximo se condujo una corrida en condiciones máximas, con ambos evaporadores funcionando y sus respectivos blowers a su máxima rpm. Además, el termostato de ambos evaporadores se fijó en  $8^{\circ}\text{C}$ .

Según la ecuación de continuidad:

$$\text{Caudal} = \text{Velocidad} \times \text{Área}.$$

El área de salida presenta dos secciones circulares definidas a las que llamaremos. Área del Anillo (  $A_a$  ) y Área Central (  $A_c$  ). Por tanto

$$Q_{\text{Total}} = Q_{\text{Anillo}} + Q_{\text{Central}}$$

Donde

$$Q_{\text{Anillo}} = (V_{a1} + V_{a2} + V_{a3} + V_{a4}) / 4 \times A_{\text{Anillo}}$$

$$A_{\text{Anillo}} = A_2 - A_1 = 0.03237$$

$$Q_{\text{Anillo}} = 3,25 \text{ m}^3/\text{min}.$$

$$Q_{\text{Central}} = (0.0128 \times 39.62) = 0.50 \text{ m}^3/\text{min}.$$

$$Q_{\text{Total}} = 3,25 \text{ m}^3/\text{min} + 0.50 \text{ m}^3/\text{min} = 3.7658 \text{ m}^3/\text{min}$$

Por otra parte

$$V = Q_{\text{Total}} / A_{\text{Total}} = 83.24 \text{ m/min} = 1.38 \text{ m/s}.$$

### 3.1.2 Disponibilidad de equipos e instrumentación

La Universidad de Norte generosa con el campo investigativo en áreas de la ingeniería cuenta con un stock de equipos e instrumentos de última tecnología necesarios para la ejecución de esta investigación, los cuales fueron puestos a prueba para la estimación del control de variables y calibración de instrumentos, acorde a las normativas recomendadas por sus fabricantes.

Entre los equipos seleccionados, se necesitaron además del entrenador de aire acondicionado:

- Un sensor de estrés térmico digital.
- Un humidificador por aspersión.
- Un termo higrómetro digital.
- Un termo anemómetro omnidireccional.
- Una resistencia eléctrica.

- Un ventilador de 6”.
- Una báscula.
- Una cabina climática

Algunos de esos equipos se muestran la siguiente figura.



**Figura 3.3 Instrumentos utilizados en las mediciones**

Las características de los instrumentos que se utilizarán en los experimentos se encuentran en el anexo B.

### **3.1.3 Condiciones climáticas del laboratorio de térmicas**

El laboratorio de térmicas de la Universidad del Norte es un recinto en el cual estarán ubicados el entrenador de aire acondicionado y la cabina climática, está ubicado a un lado del departamento de ingeniería mecánica y tiene un área total aproximada de 62 m<sup>2</sup> y un volumen de 184 m<sup>3</sup>. El recinto no está acondicionado y dos de sus cuatro paredes se



consideran particiones. El techo está expuesto al sol y el piso no está aislado. Las condiciones climáticas de este recinto representan las condiciones exteriores de la cabina climática y sus valores promedio son:

- ✓  $T_{bs} = 31,6^{\circ}\text{C}$
- ✓  $T_{bh} = 29,1^{\circ}\text{C}$
- ✓  $T_g = 30,9^{\circ}\text{C}$
- ✓  $T_{ghi} = 29,6^{\circ}\text{C}$
- ✓  $T_{gbhe} = 29,7^{\circ}\text{C}$
- ✓  $H_r = 84\%$

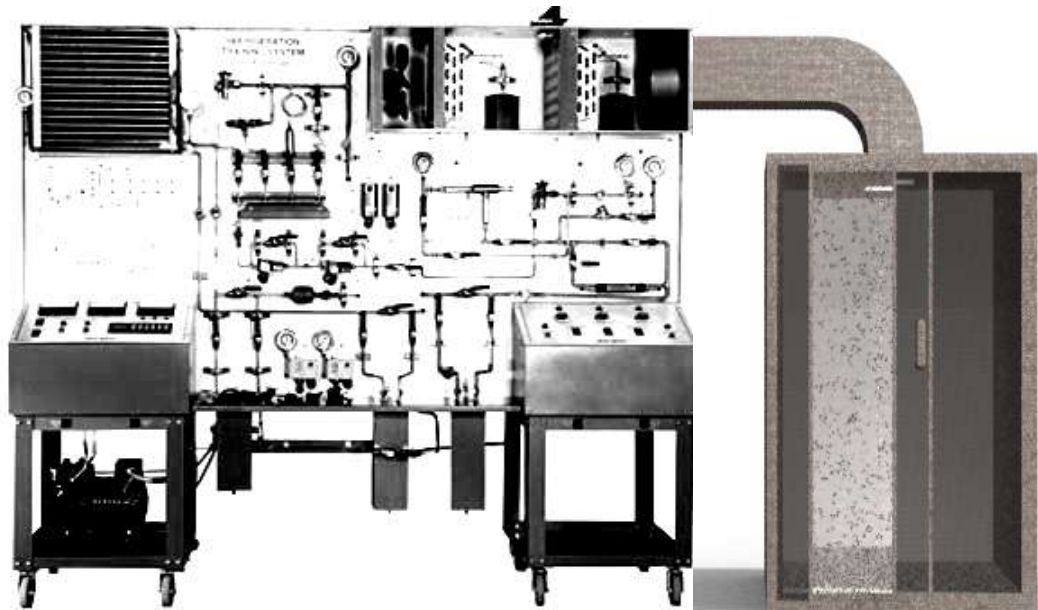
### 3.1.4 Cabina climática

La cabina climática es nuestro recinto de pruebas. Está construido con material aislante de alta densidad (*icopor -poron*) con un espesor de lámina de 1.5 pulgadas. Sus dimensiones son: 1,2 metros de ancho, 1.4 metros de largo y 2,1 metros de alto. La figura 3.4 muestra la cabina con plenum de suministro y sin el.



**Figura 3.4** Cabina de ensayo climática con plenun de suministro y sin el.

La cabina se diseñó para el ingreso de una sola persona, tanto el piso como el techo son aislados. Además tiene un sistema de distribución de aire que permite el retorno de aire a la maquina.



**Figura 3.5 Montaje de la cabina de ensayo climática**

## **3.2 DISEÑO EXPERIMENTAL PARA LA EVALUACION DE LAS CONDICIONES DE CONFORT**

### **3.2.1 Diseño de la encuesta**

Los parámetros con los cuales se construye la encuesta se dirigen hacia dos fines específicos, en primera instancia a determinar si el material experimental es lo suficientemente homogéneo como para efectuar las corridas del experimento con un intervalo aceptable de confiabilidad. Y segundo, con el fin de obtener los datos experimentales que se emplearan para su posterior análisis estadístico. Si alguno de los individuos objeto del experimento no presenta un perfil homogéneo y acorde con los lineamientos sugeridos por O. Fanger, no será apto para ingresarlo a la cabina climática y deberá ser sustituido por otro, o esperar que se encuentre disponible.

Acorde a los propósitos expuestos anteriormente, la encuesta se divide en dos partes. En la primera, se indaga acerca de los datos antropométricos del individuo como su edad, sexo y estatura, tipo de actividad antes y durante el experimento, alimentación, y tipo de vestimenta; esto se hace con el fin de comparar los valores que toman cada una de estas variables en la investigación con valores tabulados sugeridos por otros autores.

Además, es necesario conocer las distintas preferencias de nuestro material experimental, si las hay. En regiones calientes y húmedas (trópicos) las personas se climatizan al calor, luego es necesario conocer si el fenómeno de climatización está presente. Si la persona es nacida en clima frío y es transferido a clima caliente, o por el contrario, si es de clima caliente y en su hábitat diario está acostumbrado a ambientes fríos.

La segunda parte de la encuesta muestra ya datos cuantitativos. A pesar de que el voto de sensación térmica es un voto psicofísico y cualitativo, depende más de la percepción del individuo que del balance de energía modelado por varios autores ( Fanger y Gagge ). En la encuesta se adopta el sistema empleado por *ASHRAE* para pruebas de confort donde se utiliza una escala de 7 números (del 3 al -3) la cual traduce votos cualitativos a votos cuantitativos. Aquí todas las preguntas se enfatizan a determinar en qué condición de confort se encuentra el individuo en función al tiempo de permanencia en la cabina, también, si existen factores

que destruyen la comodidad térmica dentro del recinto o si en individuo percibe otro índice de disconformidad que pueda ser estudiado posteriormente.

La encuesta no emplea preguntas dicotómicas donde el encuestado responde si y no, porque son preguntas cerradas y se desea saber a plenitud como se siente. El formato de la encuesta diseñada se registra en los anexos 3 y 4 de esta investigación. La encuesta se muestra en el anexo C.

### **3.2.2 Diseño del experimento.**

El plan de investigación que se da a continuación describe claramente cada una de las tres etapas que se presentan en un estudio DOE [29].

#### **3.2.2.1. Planeación**

- *IDENTIFICACIÓN Y ENUNCIACIÓN DEL PROBLEMA.*

Dentro de los diseños de sistemas de acondicionamiento de aire para confort humano, existen muchas industrias e ingenieros especializados que aun creen que la carga térmica que se debe extraer de un recinto a acondicionar es el único y más importante factor para tener en cuenta al diseñar uno de estos sistemas. Es importante conocer los diversos procesos de acondicionamiento de aire, pero fijar un nivel de temperatura y humedad deseada a un equipo no garantiza que el individuo se sienta realmente cómodo, personas que se encuentren cerca a fuentes de calor radiante (como una ventana por ejemplo), con una ropa más abrigada o que hayan realizado antes una actividad intensa no se sentirán cómodos ante un sistema que ha sido diseñado para su comodidad.

Muchas industrias colombianas no practican la teoría de confort en sus estudios y otros asumen algunos parámetros de confort publicados por ASHRAE sin tener en cuenta que los índices de confort que se presentan allí son estudios experimentales realizados a personas que viven en regiones que presentan cuatro estaciones climáticas, poseen otras costumbres, distintas maneras de vestir y sobre todo, que no están expuestas a regiones calientes y

húmedas como Barranquilla. Para regiones tropicales aun no existen cartas de confort y se hace necesario seguir experimentando, ya que los límites en la ecuación general de confort dada por O Fanger (creador de la teoría de confort), son restringidos según él mismo.

La teoría de confort establece una marcada influencia entre la temperatura media radiante de los alrededores y la sensación de comodidad del individuo, pero en el control automático de equipos de aire acondicionado este factor no se tiene en cuenta. En la mayoría de proyectos se coloca un sensor de temperatura a la salida del evaporador y otro en el mismo recinto, pero usualmente estos instrumentos no detectan la TMR, que debe ser medida, pues al igual que la humedad, la temperatura y la velocidad del aire, es otra variable climática dentro del recinto.

- *OBJETIVO DEL EXPERIMENTO*

Establecer experimentalmente una zona de confort bien definida para regiones con alta humedad y temperatura, teniendo en cuenta todas las variables que mayor inciden en el confort térmico de las personas, entre variables fisiológicas, psicológicas y ambientales.

El propósito de este estudio no es exactamente el de validar la carta de confort de ASHRAE Standard 55, que es la herramienta con que vienen trabajando nuestras industrias, sino la de crear una carta de confort propia, para emplearla posteriormente en una estrategia de control que permita hallar el punto de operación económico que garantice por lo menos el 80% de personas confortables dentro de un recinto acondicionado. Para ello, la primera actividad será la caracterización de los factores (determinación de factores controlables y no controlables), algunos de los cuales se han tratado en estudios posteriores a la teoría de confort térmico de Fanger.

Se tratará de establecer, bajo qué condiciones la variable respuesta sufre una degradación o perturbación seria, y cuando presenta robustez.

- *SELECCIÓN DE LA VARIABLE RESPUESTA.*

La variable de respuesta es el voto de sensación térmica, una variable psicológica que por tratarse de una condición mental, depende de cada individuo. Para medirla se empleará la escala más utilizada por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE), la escala de sensación térmica, donde cada rango de sensación térmica es una variable lingüística que es traducida a una variable numérica de la siguiente forma:

- +3 Caliente
- +2 Caluroso
- +1 Ligeramente Caluroso
- 0 Neutral
- 1 Ligeramente Fresco
- 2 Fresco
- 3 Frío

Esta es la misma que emplea Fanger en su teoría para determinar el voto medio predictivo (PMV) de un grupo grande de personas expuestas a un ambiente dado, que para esta investigación lo llamaremos Voto de Sensación Térmica (VST)

- *ELECCIÓN DE LOS FACTORES.*

Como en todo experimento, algunas variables del proceso pueden ser controlables, mientras que otras no (*aunque podrían serlo para los fines de una prueba*).

Teniendo en cuenta la teoría de confort térmico, son muchos los factores que influyen en el confort de las personas, ello involucra variables fisiológicas, ambientales, de localización geográfica o psicofísicas (como la percepción de sensaciones). La velocidad del aire, la temperatura del aire, el aislamiento térmico de la ropa, el nivel de actividad del individuo, la presión de vapor de agua en el ambiente y la temperatura media radiante son factores que mayor incidencia tienen en la sensación de confort. Otras menos importantes según otros

autores son: diferencias étnicas, localización geográfica, ritmo cardiaco, alimentación, color, sexo, edad, ciclo menstrual, crecimiento, calentamiento unilateral y finalmente la influencia de la presión del aire. En general, algunos de estos factores los clasificaremos como factores potenciales del diseño, los restantes son realmente factores perturbadores.

La tabla 3.1 muestra como se clasifican los factores que se consideran para la elección de nuestro diseño experimental.

**Tabla 3.1 Clasificación de factores en el DOE**

<b>FACTORES POTENCIALES DE DISEÑO</b>	<b>FACTORES DEL DISEÑO</b>	velocidad del aire	controlable	medible
		Temperatura del aire	controlable	medible
		TMR		medible
		Humedad	controlable	medible
	<b>FACTORES QUE SE MANTIENEN CONSTANTES</b>	localización geográfica	N.I	N.I
		calentamiento unilateral	N.I	N.I
		Presión del aire	N.I	N.I
	<b>FACTORES QUE SE LES PERMITE VARIAR</b>	Diferencias étnicas	N.I	N.I
		Ritmo cardiaco	N.I	N.I
		Alimentación	N.I	N.I
		Color, edad, sexo	N.I	N.I
		ciclo menstrual	N.I	N.I
		crecimiento	N.I	N.I
<b>FACTORES PERTURBADORES</b>	<b>FACTORES NO CONTROLABLES O DE RUIDO</b>	Clo	controlable	medible
		Met	controlable	medible

Algunos de estos factores no son controlables en el proceso real de climatización (pero pueden ser medidos, como el metabolismo o aislamiento térmico de la ropa), varían de forma aleatoria y natural, pero para los fines de este experimento pueden controlarse.

En últimas, las variables ambientales son nuestras variables de diseño del proceso, mientras el resto de variables de interés que no son de fácil manipulación durante el proceso real, se controlaran para fines de experimentación.

- *ELECCION DE LOS NIVELES Y RANGOS.*

Para evaluar los niveles y rangos de cada uno de los factores del diseño, es necesario conocer el proceso, ello no significa limitar el conocimiento del proceso sólo a la teoría de confort, sino también a investigaciones y la experiencia de industrias en acondicionamiento de aires de nuestra región. De esta forma:

*a) HUMEDAD.*

En psicrometría, es posible encontrar humedades en rangos desde el cero hasta el cien por ciento (*línea de saturación*), pero en procesos reales de acondicionamiento de aires estos dos extremos, son difíciles y muy costosos de alcanzar (*y mucho más en climas calientes y húmedos como el nuestro*). Por lo general, humedades muy bajas ocasionan sequedad en la piel, dificultades respiratorias y aumento en el riesgo por electricidad estática. Por ello, inicialmente el factor humedad se fijara a 2 niveles o rangos desde 45% - 60% al 75% - 90% de humedad relativa. Estos niveles se fijan como rangos porque resulta complicado el manejo puntual de valores de humedad relativa, aun con un entrenador de aire acondicionado, ya que los cambios de aire y posibles filtraciones ocasionan una perturbación dentro de la cabina climática.

*b) TEMPERATURA DEL AIRE.*

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire (*para calefacción y A.A*) varía de  $-10$  a  $50$  ° C. En climas tropicales húmedos, donde la temperatura ambiente podría alcanzar temperaturas hasta de  $42$  ° C, es necesario un



proceso de enfriamiento con o sin humidificación (*dependiendo a la zona ecuatorial donde se encuentre*). Por ello y teniendo en cuenta que la temperatura del cuerpo se mantiene en 37°C esta será nuestra máxima temperatura para el diseño. La temperatura mínima será aproximadamente 19 o 20 ° C. (*Se analizaran temperaturas en dos rangos o 2 niveles, bajo: menor de 30 grados, y alto: mayor de 30 grados*)

*c) VELOCIDAD DEL AIRE.*

La velocidad del aire es un factor muy importante en la comodidad de las personas ya que elimina el aire caliente y húmedo que se forma alrededor del cuerpo y lo sustituye constantemente con aire fresco. Se fijaran 2 niveles para este factor de esta forma :

$$V < 0.2 \frac{m}{s}, \quad V \geq 1.4 \frac{m}{s}$$

La medición de esta variable pretende ser en sentido omnidireccional.

*d) TEMP. MEDIA RADIANTE TMR.*

Al igual que la temperatura del aire, la TMR se fijara en dos niveles o rangos.

$$TMR \leq 29^{\circ} C \quad TMR \geq 30^{\circ} C$$

*e) METABOLISMO.*

La actividad o gasto energético de la persona se alcanzara con 10 minutos de reposo seguida de una actividad fuerte de 5 minutos. De esta forma se fijaran para todos los individuos 2 niveles.

**Bajo:** reposo + 0 minutos de actividad      **Alto:** reposo + 5 minutos de actividad

En el experimento existen diversas variables que pueden controlarse por medio de un entrenador de aire acondicionado. Estas incluyen:

- Temperatura de bulbo seco.
- Velocidad del aire.
- Humedad relativa.

### 3.2.2.2. Tamaño y Confiabilidad del Experimento

El tipo de ensayos que se realizará en la investigación será de tipo exploratorio, ya que se desea saber si existen otros factores distintos a los planteados por Fanger y otros autores, que podrían influir en la sensación de confort térmico de las personas. Para ello, se introducirá un nuevo factor llamado brillantez fotométrica o iluminancia, y se estudiará en dos niveles (claro y oscuro). En primera instancia se desea averiguar si este factor produce el mismo efecto sobre la respuesta con niveles distintos de otros factores.

Para realizar el SCREENING o experimento tamiz, es necesario conducir un experimento factorial fraccionado. (La caracterización se hace para identificar los factores críticos del proceso y obtener información de los factores que deberían controlarse con mayor atención) El diseño es totalmente balanceado, ya que los siete factores se correrán a dos niveles.

	FACTORES						
	A	B	C	F	E	D	G
	<i>Humedad</i>	<i>Temp</i>	<i>Velocidad</i>	<i>Met</i>	<i>Clo</i>	<i>TMR</i>	<i>Ilumin.</i>
<b>Nivel 1</b>	<60	<26	< 0.2	Bajo	Bajo	<29	Oscuro
<b>Nivel 2</b>	>75	>32	>1.4	Alto	Alto	>30	Claro

Una réplica completa de un diseño  $2^7$  necesitaría de 128 corridas, donde solo 7 de los 127 grados de libertad corresponderían a efectos principales, luego se decide correr solo una fracción del diseño factorial completo.

El diseño factorial fraccionado  $2^{k-p}$  seleccionado debe ser aquel que minimice el ruido en un diseño de resolución R. Bajo el supuesto que los efectos principales son más importantes que las interacciones de dos factores, y estas a su vez son más importantes que las de tres, y así sucesivamente, es conveniente usar diseños que tengan la más alta resolución posible. Se elige un diseño  $2^{7-3}$  de IV resolución (tomado de Montgomery - Tabla 8-14)[29], ya que los generadores sugeridos en esa tabla son diseños con aberración pequeña y los generadores sugeridos producen la resolución alta.

Según la tabla, el diseño fraccionado tiene 16 corridas y los generadores del diseño son:

$$E = \pm ABC$$

$$F = \pm BCD$$

$$G = \pm ACD.$$

Y la relación de definición está dada por:

$$I = ABCE = BCDF = ADEF = ACDG = BDEG = ABFG = CEFG$$

Es necesario correr un mínimo de 2 réplicas ( $n > 2$ ) para determinar la suma de cuadrados debida al error, y se hará en 2 bloques, por ello se correrán  $(2^{7-3})(2)(2) = 64$  experimentos de la siguiente forma:

<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>	<b>F</b>	<b>G</b>
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	+	-	+	+
-	-	+	-	+	+	+
-	-	+	+	+	-	-
-	+	-	-	+	+	-
-	+	-	+	+	-	+
-	+	+	-	-	-	+
-	+	+	+	-	+	-
+	-	-	-	+	-	+
+	-	-	+	+	+	-
+	-	+	-	-	+	-
+	-	+	+	-	-	+
+	+	-	-	-	+	+
+	+	-	+	-	-	-
+	+	+	-	+	-	-
+	+	+	+	+	+	+

Para correr estos experimentos se buscó un método completamente aleatorizado, donde todos los factores tengan la misma probabilidad de ser escogidos, por ello se utilizó un muestreo aleatorio simple (M.A.S), a través de la selección aleatoria de papeles dentro de una bolsa.

Este es un experimento exploratorio más que analítico: el objetivo primordial es establecer datos puntuales donde la gente se sienta cómoda, puesto que los factores ya están determinados en la teoría. Sin embargo los datos estadísticos nos deben permitir determinar:

1. Cuales variables tienen mayor influencia sobre nuestra variable respuesta.
2. Que ajuste de variable tiene mayor influencia para que la variabilidad de la respuesta sea mínima.
3. Que ajuste de variable tiene mayor influencia para que los efectos de las variables no controlables sean mínimos.

- *DISEÑO FACTORIAL DE 2K.*

Ya es sabido que en la práctica muchas veces no se tiene el control sobre las condiciones ambientales en las que operará el dispositivo (para la zona de confort), pero se sabe por experiencia que la humedad, temperatura o velocidad afectaran la zona de confort térmico, sin embargo, estas variables pueden ser controladas por el investigador en el laboratorio (*por medio del entrenador de aire acondicionado*) donde se ha decidido experimentar para fines de prueba.

Se decide probar con **A** factor, **B** factor, **C** niveles y **N** réplicas.

Estos niveles son consistentes con el medio ambiente donde se realizará finalmente la prueba. El número de pruebas  $s(abn)$  se correrán de manera aleatoria, tal como el entrenador de aire acondicionado y el clima exterior nos lo permitan. El orden en que se hacen las **abn** observaciones se seleccionaran al azar, por lo que este diseño es un diseño completamente aleatorizado.

¿Puede que la zona sea robusta para variaciones de clo y Met en el recinto cerrado?

Es necesario un mínimo de 2 réplicas ( $n > 2$ ) para determinar la suma de cuadrados debida al error si todas las iteraciones posibles están incluidas en el modelo.

### **3.2.2.3. Ejecución experimental y recolección de datos.**

La ejecución experimental y la recolección de los datos se encuentran en el Anexo D. Las corridas experimentales se recopilaron en 480 muestras que representan puntos de confort y discomfort acorde a la variable de respuesta seleccionada, VST.

## **3.3 ANALISIS ESTADISTICO DE CONFORT**

A continuación se analizará el diseño factorial fraccionado escogido para nuestro experimento de zonas de confort, el cual cuenta con 7 factores, cada uno con dos niveles. Los primeros 5 factores, son niveles cuantitativos, donde se decidió promediar en el tiempo (a 3, 6, 9, 12 y 15 minutos) todos los valores para cada una de las 16 corridas del arreglo, al igual que la variable de respuesta VST. Bajo esta condición, se tomó el valor más bajo para los promedios de niveles inferiores del experimento completo y el más alto de los promedios de niveles superiores del experimento completo, para determinar los niveles superior e inferior reales para cada factor, que se introducirán en el software estadístico que se empleará para el análisis. Para los dos últimos factores, los niveles son cualitativos, principalmente en el factor G (Iluminancia) donde se desea analizar la influencia de este factor en la variable de respuesta ante la presencia o ausencia de este factor, por ello se fija en el programa los niveles de -1 y 1 para el valor inferior y superior respectivamente.

Este diseño es de resolución IV, aspecto que nos permite observar claramente lo que sucede con los efectos potencialmente importantes. Aquí, los efectos principales no son alias entre ellos mismos, ni tampoco con las interacciones dobles, pero algunas interacciones dobles podrían ser alias con otra interacción doble. Sin embargo el interés primario de esta investigación es indagar la influencia de los efectos principales sobre el confort térmico, ya que los efectos secundarios que resulten significativos se estudiarán en estudios futuros.

El programa estadístico utilizado es *STATGRAPHICS*, que es una de las herramientas informáticas más poderosas para el análisis estadístico de datos y la optimización de diseños de experimentos. Cada tabla, gráfico o figura de interés mostrada será analizada junto a los

criterios de soporte con la intención de informar el tratamiento de los resultados en nuestro análisis experimental.

Ahora, con el propósito de confirmar o mejorar el análisis que arroja directamente el programa, se emplearán técnicas gráficas de apoyo que estimarán si el análisis del programa es el más adecuado. En esta instancia, antes de comenzar nuestro análisis, se debe tener en cuenta que la validez de los resultados para el análisis de varianza está ampliamente ligada a que los tres supuestos del modelo del ANOVA se cumplan. Estos supuestos son:

- El supuesto de normalidad.
- El supuesto de homoscedasticidad.
- El supuesto de autocorrelación o independencia.

Los supuestos serán analizados gráficamente y estará apoyado con figuras y gráficos de los residuos que nos ayuden a identificar si los supuestos permiten una muestra aleatoria de una distribución normal con media cero y varianza constante. De antemano, podría decirse que si el diseño se aplicó con las tres reglas básicas para el diseño de experimentos (repetición, aleatorización y bloqueo), entonces los supuestos no se deberían violar.

La siguiente es la matriz generada por *Statgraphics* para el análisis de resultados:

°N	BLOQ	HUM	TEMP	VEL	TMR	CLO	MET	ILUM	VST
1	1	49,4	19,2	0,2	20,0	0,4	-1,0	-1,0	-2,0
2	1	91,6	19,2	0,2	20,0	0,9	-1,0	1,0	1,0
3	1	49,4	35,9	0,2	20,0	0,9	1,0	-1,0	3,0
4	1	91,6	35,9	0,2	20,0	0,4	1,0	1,0	2,0
5	1	49,4	19,2	1,4	20,0	0,9	1,0	1,0	-3,0
6	1	91,6	19,2	1,4	20,0	0,4	1,0	-1,0	-1,0
7	1	49,4	35,9	1,4	20,0	0,4	-1,0	1,0	2,0
8	1	91,6	35,9	1,4	20,0	0,9	-1,0	-1,0	2,0
9	1	49,4	19,2	0,2	34,8	0,4	1,0	1,0	-2,0
10	1	91,6	19,2	0,2	34,8	0,9	1,0	-1,0	2,0
11	1	49,4	35,9	0,2	34,8	0,9	-1,0	1,0	3,0
12	1	91,6	35,9	0,2	34,8	0,4	-1,0	-1,0	3,0
13	1	49,4	19,2	1,4	34,8	0,9	-1,0	-1,0	-2,0
14	1	91,6	19,2	1,4	34,8	0,4	-1,0	1,0	-2,0
15	1	49,4	35,9	1,4	34,8	0,4	1,0	-1,0	3,0
16	1	91,6	35,9	1,4	34,8	0,9	1,0	1,0	3,0
17	2	49,4	19,2	0,2	20,0	0,4	-1,0	-1,0	-2,0
18	2	91,6	19,2	0,2	20,0	0,9	-1,0	1,0	1,0
19	2	49,4	35,9	0,2	20,0	0,9	1,0	-1,0	3,0
20	2	91,6	35,9	0,2	20,0	0,4	1,0	1,0	2,0
21	2	49,4	19,2	1,4	20,0	0,9	1,0	1,0	-3,0
22	2	91,6	19,2	1,4	20,0	0,4	1,0	-1,0	-1,0
23	2	49,4	35,9	1,4	20,0	0,4	-1,0	1,0	3,0
24	2	91,6	35,9	1,4	20,0	0,9	-1,0	-1,0	2,0
25	2	49,4	19,2	0,2	34,8	0,4	1,0	1,0	-2,0
26	2	91,6	19,2	0,2	34,8	0,9	1,0	-1,0	2,0
27	2	49,4	35,9	0,2	34,8	0,9	-1,0	1,0	3,0
28	2	91,6	35,9	0,2	34,8	0,4	-1,0	-1,0	3,0
29	2	49,4	19,2	1,4	34,8	0,9	-1,0	-1,0	-3,0
30	2	91,6	19,2	1,4	34,8	0,4	-1,0	1,0	-2,0
31	2	49,4	35,9	1,4	34,8	0,4	1,0	-1,0	2,0
32	2	91,6	35,9	1,4	34,8	0,9	1,0	1,0	3,0
33	3	49,4	19,2	0,2	20,0	0,4	-1,0	-1,0	-2,0
34	3	91,6	19,2	0,2	20,0	0,9	-1,0	1,0	0,0
35	3	49,4	35,9	0,2	20,0	0,9	1,0	-1,0	3,0
36	3	91,6	35,9	0,2	20,0	0,4	1,0	1,0	2,0
37	3	49,4	19,2	1,4	20,0	0,9	1,0	1,0	-3,0
38	3	91,6	19,2	1,4	20,0	0,4	1,0	-1,0	-3,0
39	3	49,4	35,9	1,4	20,0	0,4	-1,0	1,0	3,0
40	3	91,6	35,9	1,4	20,0	0,9	-1,0	-1,0	2,0
41	3	49,4	19,2	0,2	34,8	0,4	1,0	1,0	-1,0
42	3	91,6	19,2	0,2	34,8	0,9	1,0	-1,0	2,0
43	3	49,4	35,9	0,2	34,8	0,9	-1,0	1,0	3,0
44	3	91,6	35,9	0,2	34,8	0,4	-1,0	-1,0	3,0
45	3	49,4	19,2	1,4	34,8	0,9	-1,0	-1,0	-2,0
46	3	91,6	19,2	1,4	34,8	0,4	-1,0	1,0	-2,0
47	3	49,4	35,9	1,4	34,8	0,4	1,0	-1,0	2,0
48	3	91,6	35,9	1,4	34,8	0,9	1,0	1,0	2,0

°N	BLOQ	HUM	TEMP	VEL	TMR	CLO	MET	ILUM	VST
49	4	49,4	19,2	0,2	20,0	0,4	-1,0	-1,0	-2,0
50	4	91,6	19,2	0,2	20,0	0,9	-1,0	1,0	0,0
51	4	49,4	35,9	0,2	20,0	0,9	1,0	-1,0	3,0
52	4	91,6	35,9	0,2	20,0	0,4	1,0	1,0	3,0
53	4	49,4	19,2	1,4	20,0	0,9	1,0	1,0	-2,0
54	4	91,6	19,2	1,4	20,0	0,4	1,0	-1,0	-1,0
55	4	49,4	35,9	1,4	20,0	0,4	-1,0	1,0	2,0
56	4	91,6	35,9	1,4	20,0	0,9	-1,0	-1,0	2,0
57	4	49,4	19,2	0,2	34,8	0,4	1,0	1,0	-2,0
58	4	91,6	19,2	0,2	34,8	0,9	1,0	-1,0	2,0
59	4	49,4	35,9	0,2	34,8	0,9	-1,0	1,0	3,0
60	4	91,6	35,9	0,2	34,8	0,4	-1,0	-1,0	3,0
61	4	49,4	19,2	1,4	34,8	0,9	-1,0	-1,0	-3,0
62	4	91,6	19,2	1,4	34,8	0,4	-1,0	1,0	-2,0
63	4	49,4	35,9	1,4	34,8	0,4	1,0	-1,0	2,0
64	4	91,6	35,9	1,4	34,8	0,9	1,0	1,0	3,0
65	5	49,4	19,2	0,2	20,0	0,4	-1,0	-1,0	-3,0
66	5	91,6	19,2	0,2	20,0	0,9	-1,0	1,0	0,0
67	5	49,4	35,9	0,2	20,0	0,9	1,0	-1,0	3,0
68	5	91,6	35,9	0,2	20,0	0,4	1,0	1,0	3,0
69	5	49,4	19,2	1,4	20,0	0,9	1,0	1,0	-2,0
70	5	91,6	19,2	1,4	20,0	0,4	1,0	-1,0	-3,0
71	5	49,4	35,9	1,4	20,0	0,4	-1,0	1,0	2,0
72	5	91,6	35,9	1,4	20,0	0,9	-1,0	-1,0	2,0
73	5	49,4	19,2	0,2	34,8	0,4	1,0	1,0	-2,0
74	5	91,6	19,2	0,2	34,8	0,9	1,0	-1,0	1,0
75	5	49,4	35,9	0,2	34,8	0,9	-1,0	1,0	3,0
76	5	91,6	35,9	0,2	34,8	0,4	-1,0	-1,0	3,0
77	5	49,4	19,2	1,4	34,8	0,9	-1,0	-1,0	-2,0
78	5	91,6	19,2	1,4	34,8	0,4	-1,0	1,0	-2,0
79	5	49,4	35,9	1,4	34,8	0,4	1,0	-1,0	2,0
80	5	91,6	35,9	1,4	34,8	0,9	1,0	1,0	3,0
81	6	49,4	19,2	0,2	20,0	0,4	-1,0	-1,0	-2,0
82	6	91,6	19,2	0,2	20,0	0,9	-1,0	1,0	1,0
83	6	49,4	35,9	0,2	20,0	0,9	1,0	-1,0	3,0
84	6	91,6	35,9	0,2	20,0	0,4	1,0	1,0	2,0
85	6	49,4	19,2	1,4	20,0	0,9	1,0	1,0	-3,0
86	6	91,6	19,2	1,4	20,0	0,4	1,0	-1,0	-3,0
87	6	49,4	35,9	1,4	20,0	0,4	-1,0	1,0	2,0
88	6	91,6	35,9	1,4	20,0	0,9	-1,0	-1,0	2,0
89	6	49,4	19,2	0,2	34,8	0,4	1,0	1,0	-1,0
90	6	91,6	19,2	0,2	34,8	0,9	1,0	-1,0	2,0
91	6	49,4	35,9	0,2	34,8	0,9	-1,0	1,0	3,0
92	6	91,6	35,9	0,2	34,8	0,4	-1,0	-1,0	3,0
93	6	49,4	19,2	1,4	34,8	0,9	-1,0	-1,0	-3,0
94	6	91,6	19,2	1,4	34,8	0,4	-1,0	1,0	-2,0
95	6	49,4	35,9	1,4	34,8	0,4	1,0	-1,0	3,0
96	6	91,6	35,9	1,4	34,8	0,9	1,0	1,0	2,0



Después de haber ingresado los datos al fichero de *Statgraphics* los siguientes son los primeros resultados:

**Tabla 3.5 Diseño de experimento base**

Factors Units	Low	High	Units	Continuous	Responses
HUM	49,4	91,6	%	Yes	VST
TEMP	19,2	35,9	°C	Yes	
VEL	0,2	1,4	m/s	Yes	
TMR	20,0	34,8	°C	Yes	
CLO	0,4	0,9		Yes	
MET	-1,0	1,0		Yes	
ILUM	-1,0	1,0		Yes	

Este diseño  $2^{7-3}$  IV tiene 7 efectos principales, 80 grados de libertad y 6 bloques. Se realizaran 96 corridas experimentales. Las estructuras de los alias se definen a continuación:

**Tabla 3.6 Estructura de alias para el diseño  $2^{7-3}$  IV**

Alias Structure	
Contrast	Estimates
1	A
2	B
3	C
4	D
5	E
6	F
7	G
8	AB+CE+FG
9	AC+BE+DG
10	AD+CG+EF
11	AE+BC+DF
12	AF+BG+DE
13	AG+BF+CD
14	BD+CF+EG

### 3.3.1 ANOVA para el modelo factorial fraccionario seleccionado

La siguiente tabla muestra un análisis de varianza para el Voto de Sensación Térmica del diseño factorial fraccionario. Aquí se resumen los valores de la variabilidad para cada factor enlistado y sus interacciones. En la tabla 3.7, la primera columna presenta las fuentes de

variación, la segunda la suma de cuadrados para cada fuente, la tercera los grados de libertad, la cuarta los cuadrados medios, la quinta el valor de la F de *Fisher* para el contraste de diferencias significativas entre las medias de los distintos niveles para cada factor y por último, la sexta columna muestra los P-Valores que permiten decidir si aceptar o rechazar la diferencia significativa entre medias de los distintos niveles para cada factor. Es importante resaltar que en un ANOVA preliminar el conjunto de bloqueo resultó no significativo; además el factor principal Iluminancia (ILUM) del cual queríamos investigar tampoco resultó significativo, razón por la cual no serán tenidos en cuenta en el análisis y tanto la iluminancia como el conjunto de bloqueo serán enviados al error.

**TABLA 3.7 ANOVA PARA VST.**

Analysis of Variance for VST

Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
A:HUM	16,6667	1	16,6667	70,89	0,0000
B:TEMP	368,167	1	368,167	1565,87	0,0000
C:VEL	35,0417	1	35,0417	149,04	0,0000
D:TMR	4,16667	1	4,16667	17,72	0,0001
E:CLO	12,0417	1	12,0417	51,22	0,0000
F:Met	1,04167	1	1,04167	4,43	0,0383
AB+CE+FG	24,0	1	24,0	102,08	0,0000
AC+BE+DG	7,04167	1	7,04167	29,95	0,0000
AD+CG+EF	1,5	1	1,5	6,38	0,0134
AE+BC+DF	12,0417	1	12,0417	51,22	0,0000
AG+BF+CD	1,04167	1	1,04167	4,43	0,0383
Total error	19,75	84	0,235119		
Total (corr.)	502,5	95			

i ) R-squared (adjusted for d.f.) = 95,555 percent

ii) Durbin-Watson statistic = 1,84731 (P=0,2337)

Según el resultado del ANOVA para el VST, se debe tener en cuenta que aquellos factores o interacciones cuyos valores P son mayores del nivel de confianza  $\alpha = 0.05$  implicarían que dichas fuentes no son significativas para el análisis, por lo que no tienen un efecto importante sobre la respuesta VST. Notamos entonces que en la tabla, todos los factores involucrados en nuestro ANOVA son significativos.

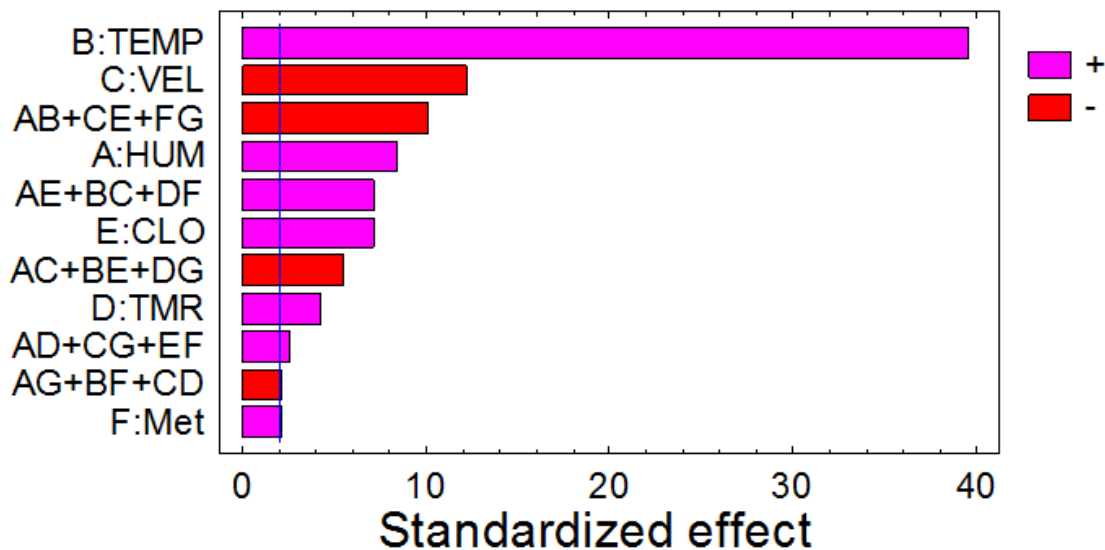
Esta interpretación también se puede observar con el contraste del estadístico de *FISHER*. El criterio de no significancia de algún factor o interacción es el siguiente: Si el Fisher calculado es menor que el Fisher de tabla, el factor o interacción no es significativo. Así a un 95% de confianza el Fisher tabla para el diseño es  $F_{tabla} = F_{\alpha/2, v_1, v_2} = F_{0.025, 1.84} = 3,95$ , por tanto cualquier valor de la columna F-Ratio del ANOVA menor a 3,95 sugiere que ese factor no es significativo en el diseño, es decir que no tiene un efecto significativo sobre la variable de respuesta VST. Esto verifica que todos los factores sugeridos por Fanger e involucrados en el ANOVA son significativos para ambientes tropicales húmedos, así como también las interacciones de tercer orden (AB+CE+FG), (AC+BE+DG), (AD+CG+EF), (AE+BC+DF) y (AG+BF+CD), pero estos efectos de interacciones de tercer orden no serán objeto de esta investigación, por lo que serán estudiadas en investigaciones posteriores. Los efectos estimados para el VST se muestran a continuación:

**TABLA 3.8. Efectos estimados**

Estimated effects for VST			
Average	=	0,625	+/- 0,049489
A:HUM	=	0,833333	+/- 0,0989779
B:TEMP	=	3,91667	+/- 0,0989779
C:VEL	=	-1,20833	+/- 0,0989779
D:TMR	=	0,416667	+/- 0,0989779
E:CLO	=	0,708333	+/- 0,0989779
F:Met	=	0,208333	+/- 0,0989779
AB+CE+FG	=	-1,0	+/- 0,0989779
AC+BE+DG	=	-0,541667	+/- 0,0989779
AD+CG+EF	=	0,25	+/- 0,0989779
AE+BC+DF	=	0,708333	+/- 0,0989779
AG+BF+CD	=	-0,208333	+/- 0,0989779
Standard errors are based on total error with 84 d.f.			

El inciso *i*) de la tabla 3.3 muestra el coeficiente de determinación ajustado ( $R^2$ ajustado = 95,7793%) el cual indica que el experimento es efectivo en un 95,7793% de los casos. Por otro lado el inciso *ii*) ensaña que el Durbin-Watson statistic = 1,85491 ( $P=0,1233$ ) se aproxima a 2, lo que quiere decir que los factores con la variable de respuesta no presentan correlación entre los residuos.

Hasta el momento el orden jerárquico de incidencia de los factores sobre la respuesta VST no puede intuirse, para ello un diagrama de Pareto como el mostrado en la figura 3.5 puede interpretar dicho orden de significancia entre los factores en nuestro análisis y ayudar a identificar fácilmente el orden de importancia de las variables sobre la respuesta VST. Con el diagrama de Pareto de efectos para el diseño podemos empezar a analizar más a fondo las consideraciones. Nos confirma de una manera visual lo que arrojó nuestro ANOVA.



**FIG.3.5 Diagrama de Pareto estandarizado para el VST**

En este gráfico de barras se representa los efectos ordenados en forma descendente de acuerdo con su magnitud absoluta; la línea vertical azul simboliza el valor crítico de  $t$ . Por tanto, los efectos cuyas barras superen tal línea son efectos significativos para el proceso. El diagrama detecta claramente a los efectos principales B (Temperatura), C (Velocidad), A (Humedad), E (Resistencia térmica de la ropa) y D (Temp. media radiante) como los más importantes en su respectivo orden. Y las interacciones de tercer orden (AB + CE +FG), (AE +BC + DF), (AC + BE + DG) y (AD + CG +EF) de forma similar (las cuales no se encuentran en el alcance de esta investigación). Es importante rescatar de este análisis, cómo el factor MET al igual que la interacción de tercer orden (AG+BF+CD) se encuentran sobre la línea vertical, lo que nos indica que no se puede tomar una pronta decisión de excluirlas del análisis.

En el gráfico se observa que el factor más significativo y de mayor influencia sobre la variable de salida VST es la temperatura. La siguen: la velocidad, luego la interacción (AB+CE+FG), lo que indica que la ILUM sola no afecta la variable VST pero si cuanto interactúa con el metabolismo (la Iluminancia afecta el metabolismo); la HUM, la interacción (AE+BC+DF), el CLO, la interacción (AC+BE+DG) lo que indica que la Iluminancia afecta la TMR, la TMR, la interacción (AD+CG+EF), la interacción (AG+BF+CD) lo que indica de la Iluminancia afecta a la HUM y por último el MET.

Hasta este momento se puede concluir lo siguiente:

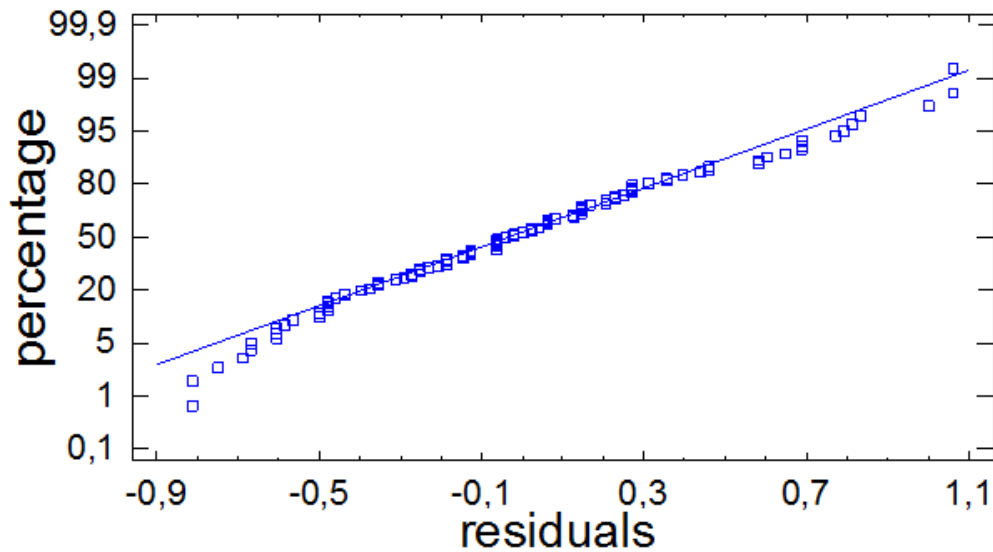
1. Que en orden de importancia para los factores principales, se deben controlar la TEMP, VEL, HUM, CLO, TMR y el Met.
2. Aunque el factor ILUM por sí solo no afecta significativamente a la respuesta VST, debe tenerse en consideración para futuras investigaciones cuando interactúa con otros factores principales puesto que según los resultados obtenidos, ésta afecta significativamente de manera indirecta a la variable respuesta VST, (según las interacciones la ILUM afecta el Met, la TMR y la HUM).

Ahora, luego de haber hecho nuestras primeras conclusiones al interpretar los resultados, se emplearan las gráficas de diagnóstico que nos servirán para verificar los supuestos de normalidad, varianza constante e independencia comentados con anterioridad, así como para verificar la ausencia de observaciones atípicas o datos anómalos.

### **3.3.2 Supuestos del modelo**

Después de haber excluido al factor iluminancia, las interacciones no significativas y las interacciones de tercer orden en el diseño, se empieza la interpretación de efectos activos mediante las gráficas de efectos principales y sus interacciones, se interpretan estos efectos y se tratan de entender desde el punto de vista real del proceso.

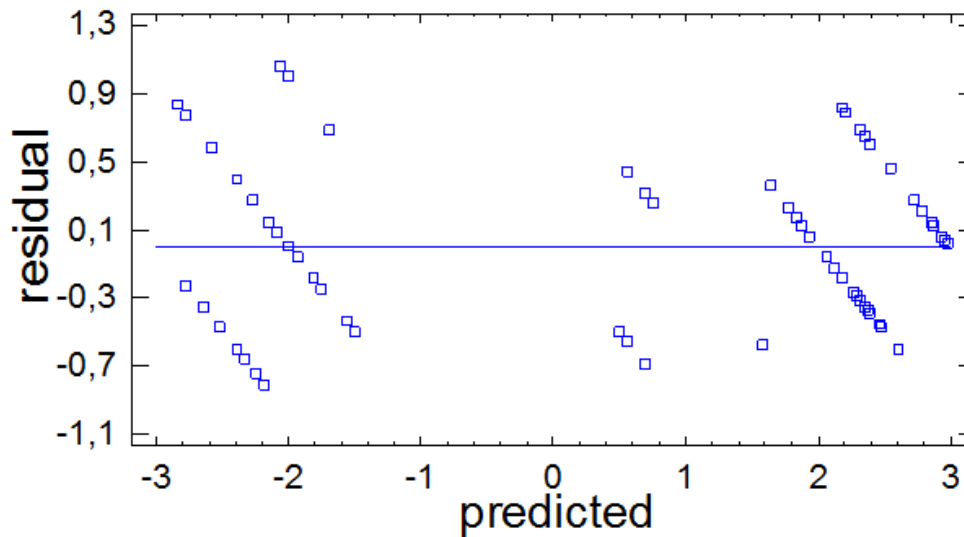
El primer supuesto, se analizará a través del gráfico normal de probabilidad que nos permite contrastar visualmente **la normalidad de los datos**.



**Fig. 3.6 Diagrama de normalidad para residuos**

Este diagrama hace un trabajo excelente al detectar que la mayoría de los puntos están muy cercanos a la línea diagonal, aspecto que nos muestra la normalidad de los datos, ya que se debe tener en cuenta que si los residuos siguen una distribución normal, los puntos deben tender a estar alineados en una línea recta, como se ilustra en la gráfica. Mientras más cerca esté la distribución de puntos a la diagonal, mayor normalidad existirá en los datos analizados.

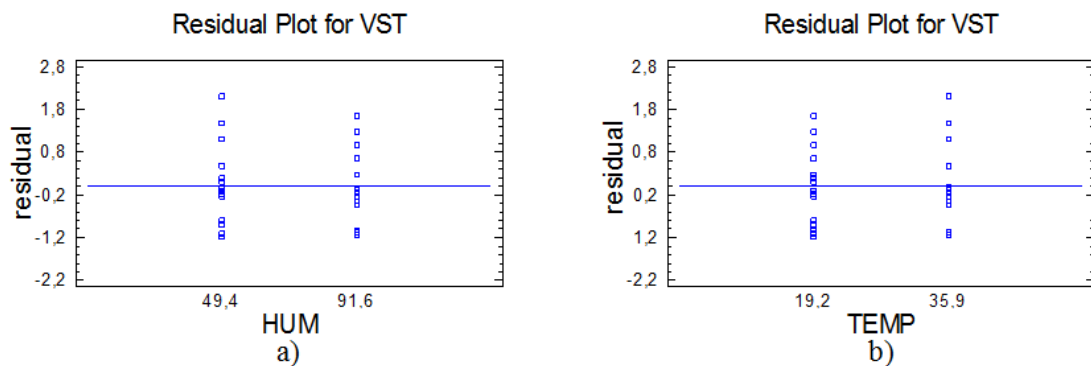
Para el segundo supuesto, podría evaluarse el **criterio de homoscedasticidad** graficando los residuos contra los valores predichos. Si los puntos de la gráfica se distribuyen aleatoriamente en una banda horizontal sin ningún patrón claro ni definido, entonces esto es señal de que se cumple el supuesto de que los tratamientos tienen igual varianza.

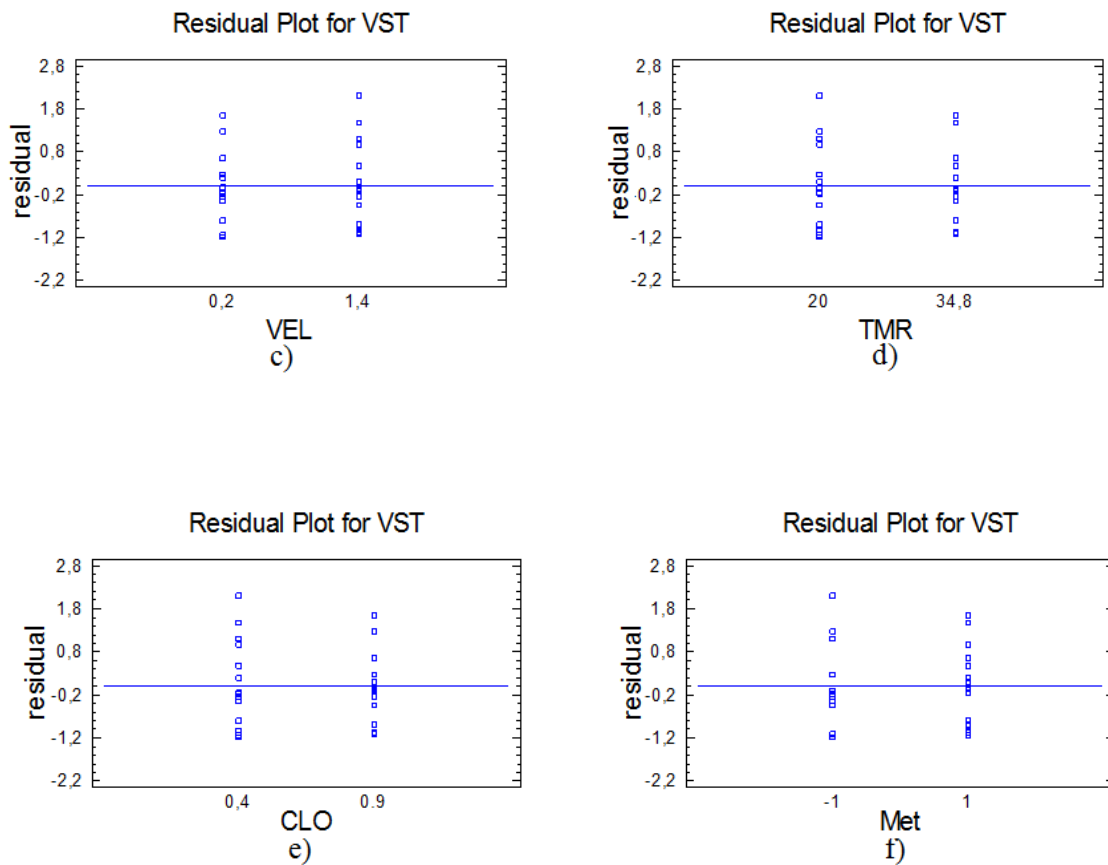


**Fig. 3.7 Gráfica de residuos versus predichos**

Analizando la gráfica mostrada por el programa se estima que no es necesario transformar la variable respuesta VST ocasionada por una fuerte heteroscedasticidad o varianzas no constantes, ya que no presenta ningún patrón de cedasticidad. A pesar que los puntos en la gráfica parecieran seguir patrones de líneas rectas con pendientes negativas, este no es uno de los patrones mostrados en la teoría de la cedasticidad, como lo serían los comportamientos en forma de herraduras, embudos o cornetas.

Ahora, podría detectarse para cada factor a través de sus diferentes niveles, cuándo las varianzas no son constantes, esto es posible por medio de las gráficas de niveles de factor contra residuos que nos muestra *Statgraphics* para nuestro análisis.



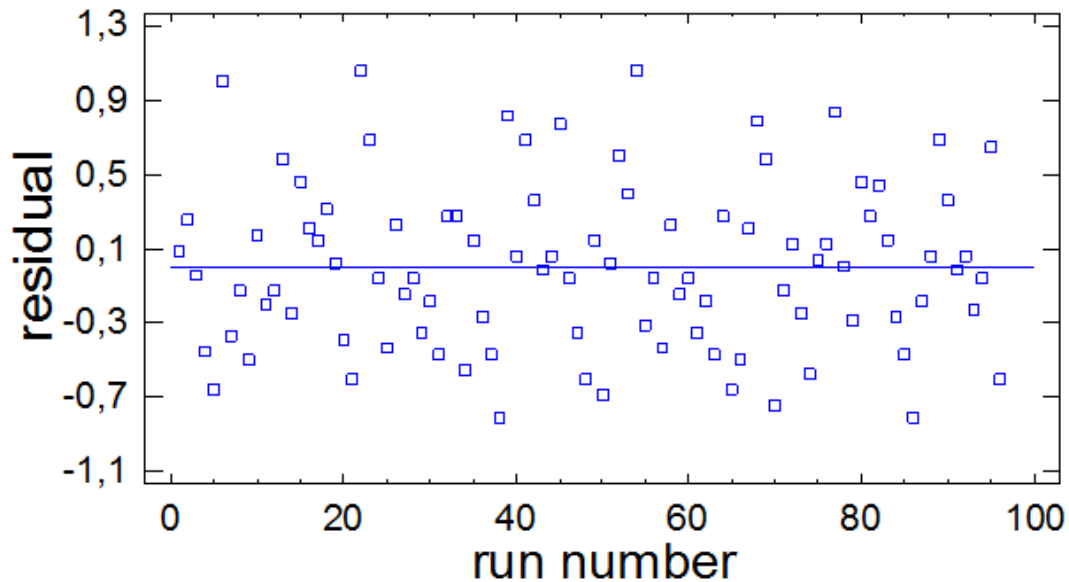


**Fig. 3.8 Gráficas de niveles de factor versus residuos (a,b,c,d,e,f)**

Aquí es notorio que para cada nivel los puntos en el gráfico presentan una distribución no tan constante dentro de cada factor, lo que hay que evidenciar aquí es que la amplitud de la dispersión de estos puntos tiende a ser similar para cada nivel dentro del factor, por tanto el supuesto de igual varianza podría cumplirse. En la interpretación de esta gráfica se considera que las diferencias son estadísticamente pequeñas y por tanto no son significativas como para rechazar este supuesto, ya que al parecer los puntos presentan el mismo comportamiento para los niveles de cada factor, tienden a presentar la misma amplitud cuando se alejan de la línea horizontal en la mayoría de las gráficas, principalmente en las gráficas a), b), c) y e).



El programa estadístico también nos muestra el gráfico de residuos contra el orden o número de corrida, el cual nos permite verificar el último supuesto, el de **autocorrelación**. Aquí podemos observar que la dispersión de los puntos sobre el gráfico es absolutamente aleatoria y por tanto no existe una correlación entre los errores.



**Fig. 3.9 Gráfico de residuos versus corridas**

Al no existir ninguna tendencia o patrón de comportamiento determinado, se concluye que el **supuesto de independencia** si se cumple, lo que nos garantiza la aleatoriedad de nuestra muestra, condición que resulta asertiva y confiable para las conclusiones finales de esta investigación.

### 3.3.3 ANOVA del modelo de regresión

Identificadas las variables más importantes que afectan la respuesta VST y analizado ya la validez de los resultados, es necesario modelar mediante una función con un determinado error medible, la relación existente entre las variables de entrada y la salida. Esto se logra mediante un análisis de regresión, técnica la cual modela en forma matemática el comportamiento de nuestra variable respuesta VST en función de los factores o variables independientes de mayor importancia arrojado por nuestro ANOVA.

A continuación se muestra los primeros resultados para nuestro modelo, junto con el mensaje del intérprete de comandos *StatAdvisor*.

**Tabla3.9 ANOVA del modelo de regresión**

Analysis of Variance for VST

Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	437,125	6	72,8542	99,18	0,0000
Residual	65,375	89	0,734551		
Total (Corr.)	502,5	95			

Este es el ANOVA del Modelo, donde se pretende plantear la hipótesis que si el modelo es válido o no. Para ello si el Fisher tabla es  $F_{tabla} = F_{\alpha/2, v_1, v_2} = F_{0.05, 6, 89} = 2,207$ , y el valor F mostrado calculado en el ANOVA es mucho mayor que éste, entonces se valida el modelo y el modelo es adecuado.

El ANOVA tipo III nos permite determinar las sumas de cuadrados de cada factor en el orden en el tiempo en que se han introducido los factores correspondientes a la caja de textos del programa para nuestro análisis estadístico. El siguiente es el resultado:

**Tabla3.10 ANOVA tipo III**

Type III Sums of Squares

Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
HUM	16,6667	1	16,6667	22,69	0,0000
TEMP	368,167	1	368,167	501,21	0,0000
VEL	35,0417	1	35,0417	47,70	0,0000
TMR	4,16667	1	4,16667	5,67	0,0194
CLO	12,0417	1	12,0417	16,39	0,0001
Met	1,04167	1	1,04167	1,42	0,2369
Residual	65,375	89	0,734551		
Total (corrected)	502,5	95			

- i) R-Squared = 86,99 percent
- ii) R-Squared (adjusted for d.f.) = 86,113 percent
- iii) Mean absolute error = 0,635851
- iv) Durbin-Watson statistic = 2,16898 (P=0,2054)

El ANOVA del modelo nos muestra lo mismo que nos mostró el ANOVA para el diseño, la significancia de los factores TEM, VEL, HUM, CLO, TMR y Met en la variabilidad de la respuesta VST, es decir que nuestro modelo corrobora en primera instancia nuestras estimaciones. El estadístico del Durbin – Watson (*i*) es cercano a 2, luego no hay correlacion entre los errores para el modelo y existe independencia entre las variables. La media del error absoluto (MAE) (*ii*) de los residuos nos permitiría saber cuanto falla en promedio el modelo al hacer la estimación de la variable de respuesta. Cabe resaltar que el factor Metabolismo (F) puede ser excluido del modelo ya que por encima de un 90% del nivel de confianza no resultó significativo para el modelo, sin embargo la decisión de excluirla podría hacer menos confiable este modelo, por lo que se decide dejarlo. Luego el modelo es ampliamente significativo, entre otras cosas porque autores como Montgomery [30], Paul Meyer [31], Anderson Sweeney [32] y Paul Newbold [33] entre otros, coinciden con aceptar que la calidad de ajuste de un modelo es válido si tanto su  $R^2$  (*i*) como su  $R^2$  ajustado (*ii*) son superiores al 70 %. ( El  $R^2$  ajustado para este modelo es aproximadamente 86 %).

El modelo de regresión presentado por Statghapics se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla3.11 Coeficientes de modelo de regresión**

95,0% confidence intervals for coefficient estimates (VST)

Parameter	Estimate	Standard Error	Lower Limit	Upper Limit	V.I.F.
CONSTANT	-8,11518	0,588726	-9,28497	-6,94539	
HUM	0,0197472	0,00414565	0,0115099	0,0279846	1,0
TEMP	0,234531	0,0104758	0,213716	0,255346	1,0
VEL	-1,00694	0,145789	-1,29662	-0,717265	1,0
TMR	0,0281532	0,0118207	0,00466561	0,0516407	1,0
CLO	1,41667	0,349893	0,721435	2,1119	1,0
Met	0,104167	0,0874732	-0,0696411	0,277974	1,0

The StatAdvisor

This table shows 95,0% confidence intervals for the coefficients in the model. The equation of the fitted model is

$$\text{VST} = -8,11518 + 0,0197472*\text{HUM} + 0,234531*\text{TEMP} - 1,00694*\text{VEL} \\ + 0,0281532*\text{TMR} + 1,41667*\text{CLO} + 0,104167*\text{Met}$$

Ahora, el hecho que nuestro modelo sea una función lineal múltiple con 6 variables no es de todo un absurdo, debido a que en este experimento solo hay dos niveles para cada factor, debe suponerse que la respuesta era aproximadamente lineal en el intervalo de los niveles escogidos de los factores. Ahora teniendo en cuenta que la variable respuesta VST oscila entre los valores de 3 y -3, esta función solo es permisible para combinaciones de factores cuyo efecto ocasionen una respuesta comprendida entre el intervalo antes mencionado. Esto es para evidenciar que por tratarse de un modelo lineal, el dominio de esta función son todos los números reales y muchas situaciones podrían tener sentido matemático, pero en el proceso real no tener sentido lógico.

Según nuestro modelo de primer orden, si se mantienen constantes todas las variables excepto una, la humedad, un incremento del 1% causaría en la respuesta VST un cambio aditivo esperado de 0.0197472; de forma similar un incremento unitario en la variable Temperatura del Aire causaría en la respuesta un cambio aditivo esperado de 0.234531, un incremento unitario de la variable Temperatura Media Radiante mediría en la respuesta un cambio aditivo esperado de 0.0281532, un incremento unitario en la variable Resistencia Térmica de la Ropa (CLO) causaría en la respuesta un cambio aditivo esperado de 1.41667 y por último un incremento unitario de la variable Metabolismo (Met) mediría en la respuesta un cambio aditivo esperado de 0.104167. Ahora, teniendo en cuenta que los valores esperados para el Voto de Sensación Térmica oscilan entre 3 y -3, donde entre más negativo es el valor, la percepción térmica del individuo tiende a ser sentirse mas frio, notamos que el único factor que en su incremento ocasiona un cambio negativo en la respuesta VST es la Velocidad del Aire y lo hace con el segundo mayor coeficiente que presenta el modelo, 1.00694.

De esta forma, para el proceso deben tenerse en cuenta las siguientes estimaciones:

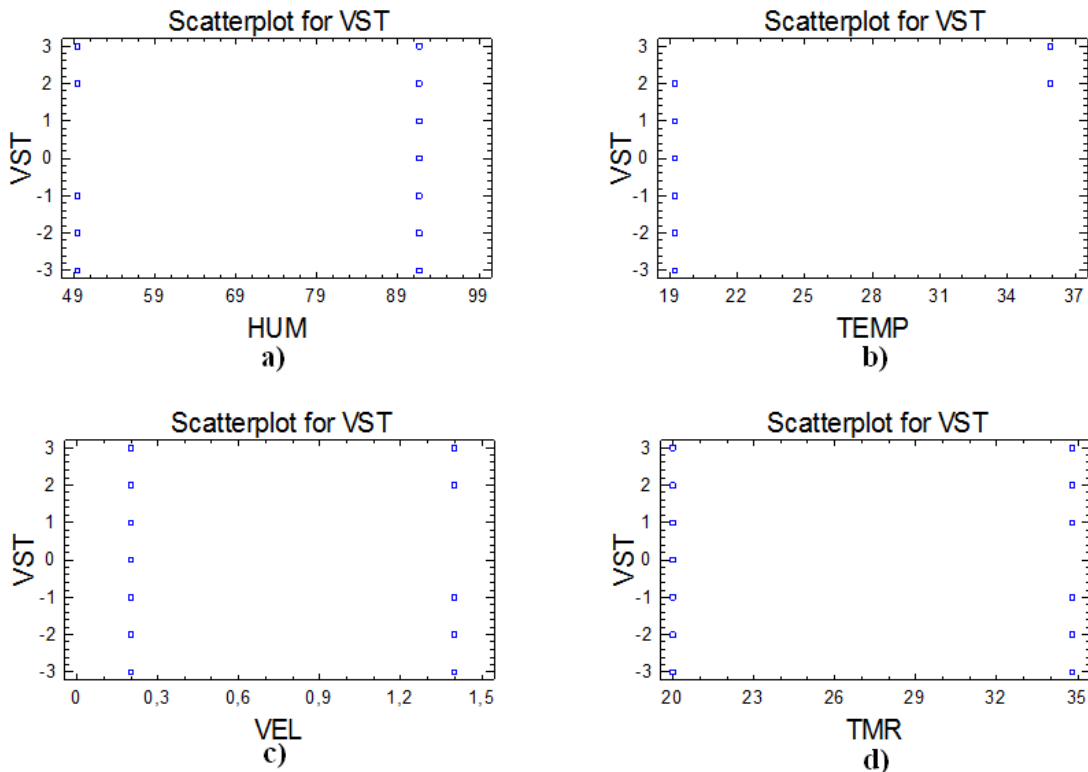
- Que a mayor humedad relativa, la respuesta tenderá a ser mas positiva, luego el individuo percibirá una sensación térmica mas calurosa.
- Que a mayor temperatura del aire, la respuesta tenderá a ser mas positiva, luego el individuo percibirá una sensación térmica mas calurosa.
- Que a mayor velocidad del aire, la respuesta tenderá a ser mas negativa, luego el individuo percibirá una sensación térmica mas fría.

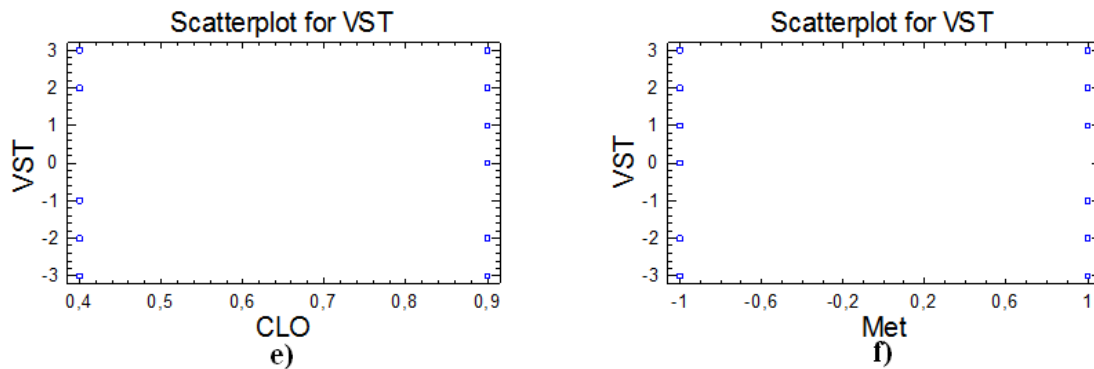
- Que a mayor temperatura media radiante, la respuesta tenderá a ser mas positiva, luego el individuo percibirá una sensación térmica mas calurosa.
- Que a mayor metabolismo o resistencia termica del vestuario, la respuesta tenderá a ser mas positiva, luego el individuo percibirá una sensación térmica mas calurosa.

Es importante resaltar que al parecer la velocidad del aire y la resistencia térmica de la ropa son los factores que frente a un cambio unitario en el modelo contribuyen a que la respuesta tenga un cambio consideradamente pronunciado, ya que presentan los coeficientes con mayor valor en el modelo (1.00 y 1.41 respectivamente), sin que esto signifique que sean estos factores los de mayor influencia en la respuesta (recordar que es la temperatura la variable que más influye en el proceso según el análisis estadístico).

### 3.3.4 Análisis de la variable de respuesta en el modelo

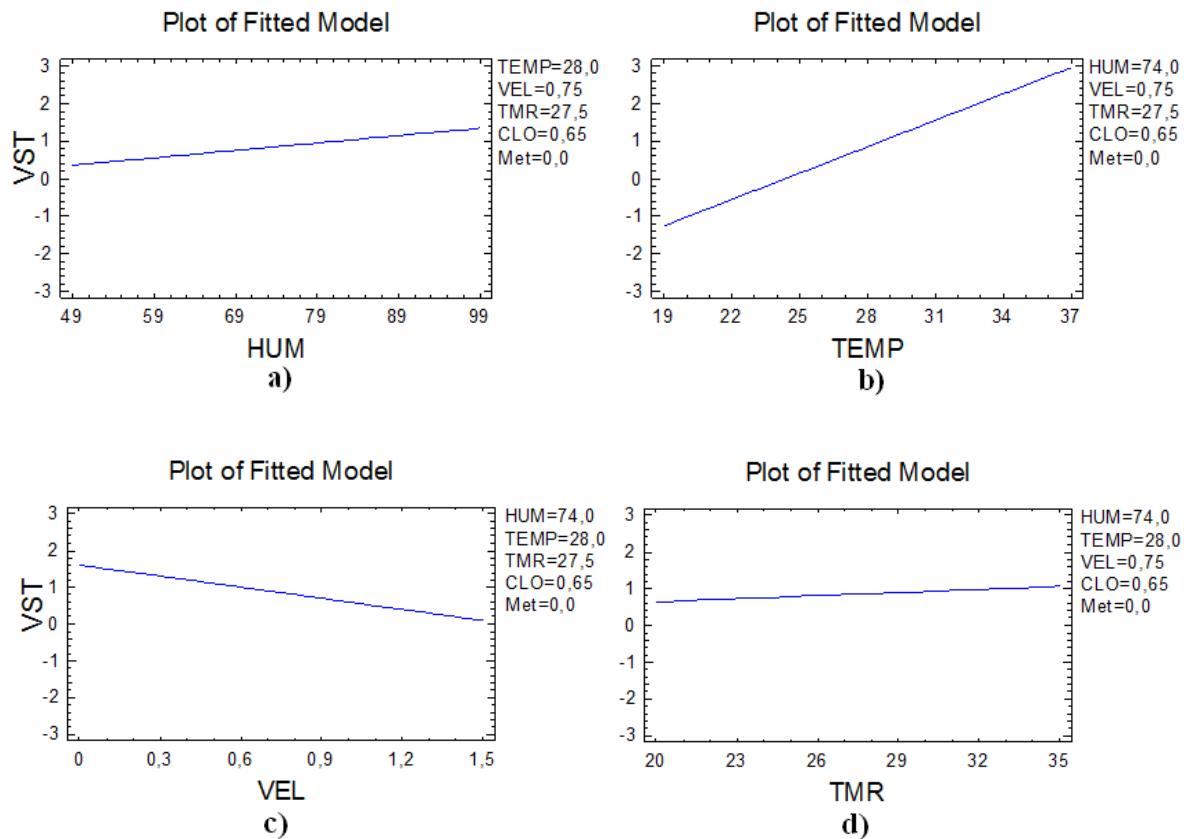
Los siguientes son gráficos de dispersión representan los valores de la variable respuesta VST para cada nivel de cada factor. Los valores de la variable respuesta (entre 3 y -3) son representados como puntos no conectados y agrupados según los distintos niveles del factor.

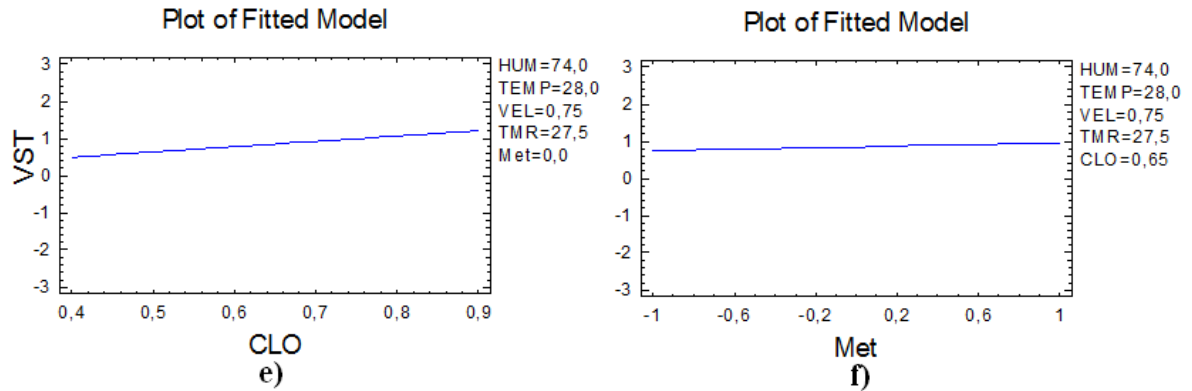




**Fig. 3.11 Gráficas de niveles de factor versus VST (a,b,c,d,e,f)**

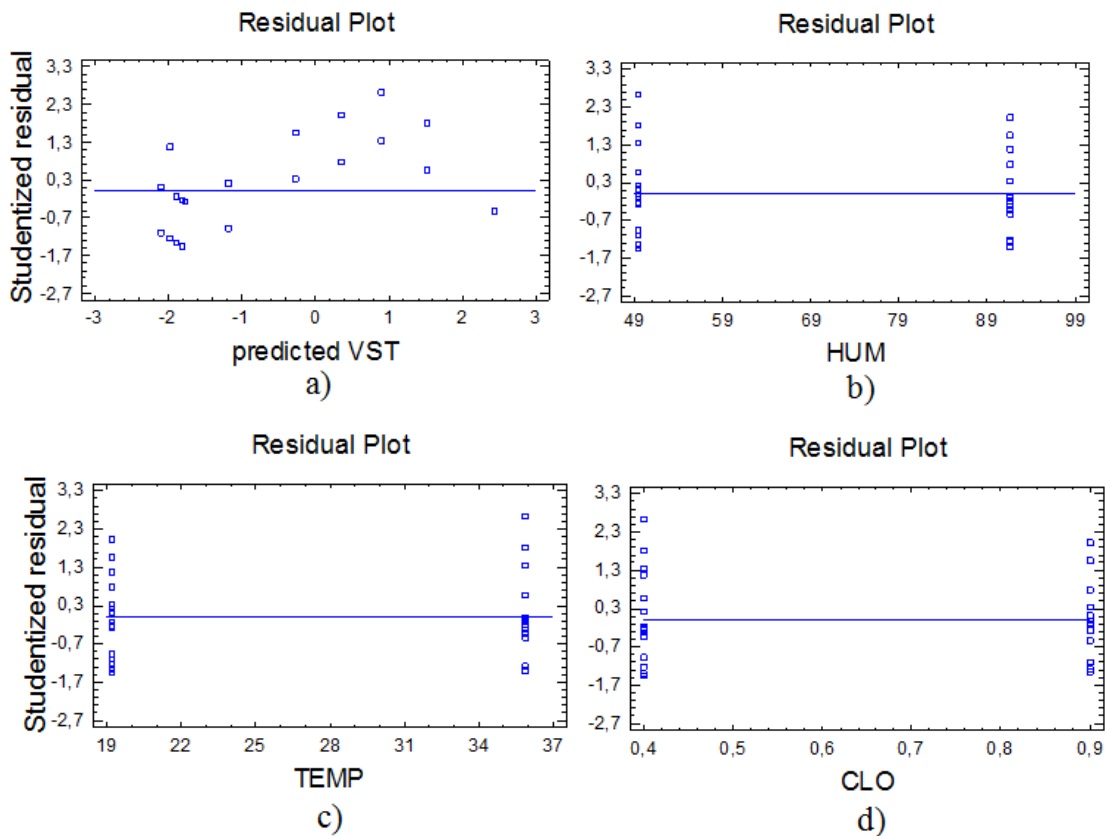
Las siguientes son gráficas de Factor versus Respuesta para el modelo ajustado. Todos excepto uno, el gráfico c) (Vel Vs. VST), tienen pendiente positiva ya que un incremento en el nivel del factor ocasiona un crecimiento de la variable respuesta.

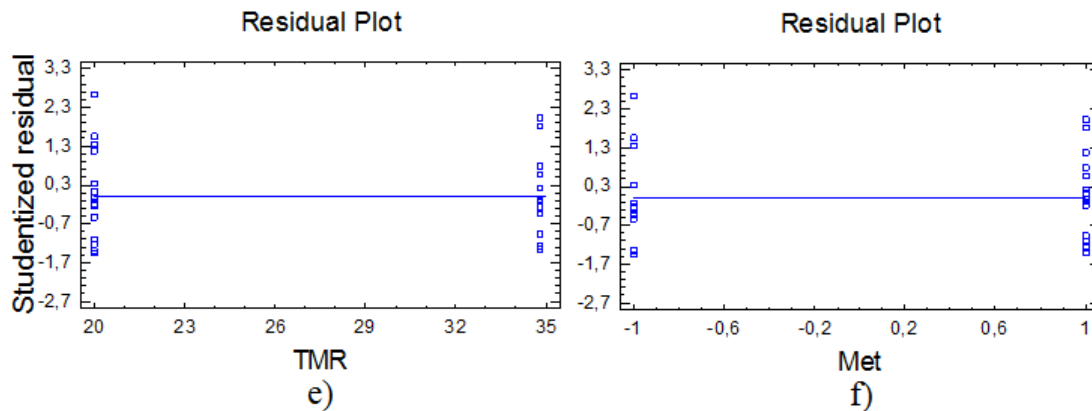




**Fig. 3.12 Gráficas de factores versus VST para el modelo ajustado (a, b, c, d, e, f)**

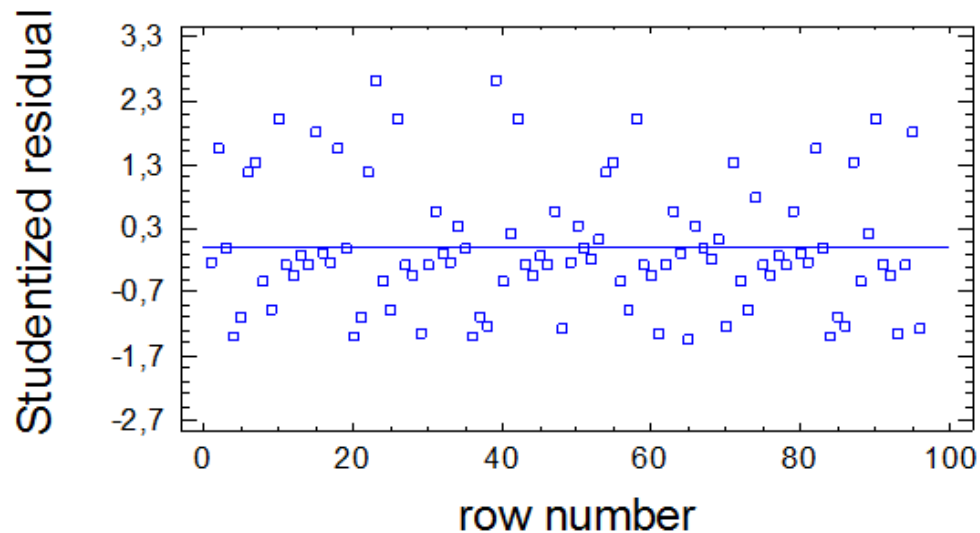
Por otra parte, al igual que para la primera etapa, es necesario hacer un análisis residual para verificar la calidad de ajuste en el modelo, ya que el coeficiente  $R^2$  determinó la significancia del modelo, pero no necesariamente ello implica que el modelo sea óptimo. Para ello se emplean gráficas de residuales, esta vez no ordinarias sino estudentizadas, ya que son más útiles para evaluar la magnitud residual y constituyen en esta etapa final un mejor estadístico para examinar observaciones atípicas en el modelo. Dentro de las opciones graficas que da el programa vale la pena resaltar





**Fig. 3.13** Gráficas de niveles de factor versus residuos estudentizados (a, b, c, d, e, f)

La dispersión de puntos en forma aleatoria sobre el gráfico de residuos estudentizados contra el número de corridas (Fig. 3.14) nos permite verificar que no hay correlación entre errores.



**Fig. 3.14** Gráfico de residuo estudentizado versus corridas (a, b, c, d, e, f)

Estas gráficas pretenden verificar que al igual que en nuestro diseño, los tres supuestos en el modelo también se cumplen bajo los mismos criterios expuestos con antelación, luego el modelo además de ser significativo, también es adecuado.

Un resumen del comportamiento de la variable repuesta VST en el modelo para cada una de las observaciones (corridas) del experimento completo se muestra en la siguiente tabla



generada por el programa *Statgraphics* para la estimación de la variable de respuesta. Los valores observados y ajustados son enlistados en las dos primeras columnas de la tabla.

**Tabla3.12 Estimación de resultados para VST**

Row	Observed Value	Fitted Value	Std. Error for Forecast	Lower 95,0% CL for Mean	Upper 95,0% CL for Mean
1	-2,0	-2,20833	0,514304	-2,54925	-1,86742
2	1,0	0,625	0,514304	0,284082	0,965918
3	3,0	2,91667	0,514304	2,57575	3,25758
4	2,0	2,33333	0,514304	1,99242	2,67425
5	-3,0	-2,45833	0,514304	-2,79925	-2,11742
6	-1,0	-2,125	0,514304	-2,46592	-1,78408
7	2,0	2,25	0,514304	1,90908	2,59092
8	2,0	2,0	0,514304	1,65908	2,34092
9	-2,0	-1,625	0,514304	-1,96592	-1,28408
10	2,0	1,70833	0,514304	1,36742	2,04925
11	3,0	3,08333	0,514304	2,74242	3,42425
12	3,0	3,0	0,514304	2,65908	3,34092
13	-2,0	-2,70833	0,514304	-3,04925	-2,36742
14	-2,0	-1,875	0,514304	-2,21592	-1,53408
15	3,0	2,41667	0,514304	2,07575	2,75758
16	3,0	2,66667	0,514304	2,32575	3,00758
17	-2,0	-2,20833	0,514304	-2,54925	-1,86742
18	1,0	0,625	0,514304	0,284082	0,965918
19	3,0	2,91667	0,514304	2,57575	3,25758
20	2,0	2,33333	0,514304	1,99242	2,67425
21	-3,0	-2,45833	0,514304	-2,79925	-2,11742
22	-1,0	-2,125	0,514304	-2,46592	-1,78408
23	3,0	2,25	0,514304	1,90908	2,59092
24	2,0	2,0	0,514304	1,65908	2,34092
25	-2,0	-1,625	0,514304	-1,96592	-1,28408
26	2,0	1,70833	0,514304	1,36742	2,04925
27	3,0	3,08333	0,514304	2,74242	3,42425
28	3,0	3,0	0,514304	2,65908	3,34092
29	-3,0	-2,70833	0,514304	-3,04925	-2,36742
30	-2,0	-1,875	0,514304	-2,21592	-1,53408
31	2,0	2,41667	0,514304	2,07575	2,75758
32	3,0	2,66667	0,514304	2,32575	3,00758
33	-2,0	-2,20833	0,514304	-2,54925	-1,86742
34	0,0	0,625	0,514304	0,284082	0,965918
35	3,0	2,91667	0,514304	2,57575	3,25758
36	2,0	2,33333	0,514304	1,99242	2,67425
37	-3,0	-2,45833	0,514304	-2,79925	-2,11742
38	-3,0	-2,125	0,514304	-2,46592	-1,78408
39	3,0	2,25	0,514304	1,90908	2,59092
40	2,0	2,0	0,514304	1,65908	2,34092
41	-1,0	-1,625	0,514304	-1,96592	-1,28408
42	2,0	1,70833	0,514304	1,36742	2,04925
43	3,0	3,08333	0,514304	2,74242	3,42425

44	3,0	3,0	0,514304	2,65908	3,34092
45	-2,0	-2,70833	0,514304	-3,04925	-2,36742
46	-2,0	-1,875	0,514304	-2,21592	-1,53408
47	2,0	2,41667	0,514304	2,07575	2,75758
48	2,0	2,66667	0,514304	2,32575	3,00758
49	-2,0	-2,20833	0,514304	-2,54925	-1,86742
50	0,0	0,625	0,514304	0,284082	0,965918
51	3,0	2,91667	0,514304	2,57575	3,25758
52	3,0	2,33333	0,514304	1,99242	2,67425
53	-2,0	-2,45833	0,514304	-2,79925	-2,11742
54	-1,0	-2,125	0,514304	-2,46592	-1,78408
55	2,0	2,25	0,514304	1,90908	2,59092
56	2,0	2,0	0,514304	1,65908	2,34092
57	-2,0	-1,625	0,514304	-1,96592	-1,28408
58	2,0	1,70833	0,514304	1,36742	2,04925
59	3,0	3,08333	0,514304	2,74242	3,42425
60	3,0	3,0	0,514304	2,65908	3,34092
61	-3,0	-2,70833	0,514304	-3,04925	-2,36742
62	-2,0	-1,875	0,514304	-2,21592	-1,53408
63	2,0	2,41667	0,514304	2,07575	2,75758
64	3,0	2,66667	0,514304	2,32575	3,00758
65	-3,0	-2,20833	0,514304	-2,54925	-1,86742
66	0,0	0,625	0,514304	0,284082	0,965918
67	3,0	2,91667	0,514304	2,57575	3,25758
68	3,0	2,33333	0,514304	1,99242	2,67425
69	-2,0	-2,45833	0,514304	-2,79925	-2,11742
70	-3,0	-2,125	0,514304	-2,46592	-1,78408
71	2,0	2,25	0,514304	1,90908	2,59092
72	2,0	2,0	0,514304	1,65908	2,34092
73	-2,0	-1,625	0,514304	-1,96592	-1,28408
74	1,0	1,70833	0,514304	1,36742	2,04925
75	3,0	3,08333	0,514304	2,74242	3,42425
76	3,0	3,0	0,514304	2,65908	3,34092
77	-2,0	-2,70833	0,514304	-3,04925	-2,36742
78	-2,0	-1,875	0,514304	-2,21592	-1,53408
79	2,0	2,41667	0,514304	2,07575	2,75758
80	3,0	2,66667	0,514304	2,32575	3,00758
81	-2,0	-2,20833	0,514304	-2,54925	-1,86742
82	1,0	0,625	0,514304	0,284082	0,965918
83	3,0	2,91667	0,514304	2,57575	3,25758
84	2,0	2,33333	0,514304	1,99242	2,67425
85	-3,0	-2,45833	0,514304	-2,79925	-2,11742
86	-3,0	-2,125	0,514304	-2,46592	-1,78408
87	2,0	2,25	0,514304	1,90908	2,59092
88	2,0	2,0	0,514304	1,65908	2,34092
89	-1,0	-1,625	0,514304	-1,96592	-1,28408
90	2,0	1,70833	0,514304	1,36742	2,04925
91	3,0	3,08333	0,514304	2,74242	3,42425
92	3,0	3,0	0,514304	2,65908	3,34092
93	-3,0	-2,70833	0,514304	-3,04925	-2,36742
94	-2,0	-1,875	0,514304	-2,21592	-1,53408
95	3,0	2,41667	0,514304	2,07575	2,75758
96	2,0	2,66667	0,514304	2,32575	3,00758

# Estimation Results for VST

Row	Residual	Studentized	Lower 95,0% CL	Upper 95,0%
		CL Residual	for Forecast	for Forecast
1	0,208333	0,457147	-3,23109	-1,18558
2	0,375	0,825196	-0,397753	1,64775
3	0,0833333	0,182666	1,89391	3,93942
4	-0,333333	-0,732877	1,31058	3,35609
5	-0,541667	-1,1973	-3,48109	-1,43558
6	1,125	2,56106	-3,14775	-1,10225
7	-0,25	-0,548881	1,22725	3,27275
8	0,0	0,0	0,977247	3,02275
9	-0,375	-0,825196	-2,64775	-0,602247
10	0,291667	0,640781	0,685581	2,73109
11	-0,0833333	-0,182666	2,06058	4,10609
12	0,0	0,0	1,97725	4,02275
13	0,708333	1,57539	-3,73109	-1,68558
14	-0,125	-0,274068	-2,89775	-0,852247
15	0,583333	1,29118	1,39391	3,43942
16	0,333333	0,732877	1,64391	3,68942
17	0,208333	0,457147	-3,23109	-1,18558
18	0,375	0,825196	-0,397753	1,64775
19	0,0833333	0,182666	1,89391	3,93942
20	-0,333333	-0,732877	1,31058	3,35609
21	-0,541667	-1,1973	-3,48109	-1,43558
22	1,125	2,56106	-3,14775	-1,10225
23	0,75	1,67108	1,22725	3,27275
24	0,0	0,0	0,977247	3,02275
25	-0,375	-0,825196	-2,64775	-0,602247
26	0,291667	0,640781	0,685581	2,73109
27	-0,0833333	-0,182666	2,06058	4,10609
28	0,0	0,0	1,97725	4,02275
29	-0,291667	-0,640781	-3,73109	-1,68558
30	-0,125	-0,274068	-2,89775	-0,852247
31	-0,416667	-0,917768	1,39391	3,43942
32	0,333333	0,732877	1,64391	3,68942
33	0,208333	0,457147	-3,23109	-1,18558
34	-0,625	-1,38547	-0,397753	1,64775
35	0,0833333	0,182666	1,89391	3,93942
36	-0,333333	-0,732877	1,31058	3,35609
37	-0,541667	-1,1973	-3,48109	-1,43558
38	-0,875	-1,96155	-3,14775	-1,10225
39	0,75	1,67108	1,22725	3,27275
40	0,0	0,0	0,977247	3,02275
41	0,625	1,38547	-2,64775	-0,602247
42	0,291667	0,640781	0,685581	2,73109
43	-0,0833333	-0,182666	2,06058	4,10609
44	0,0	0,0	1,97725	4,02275
45	0,708333	1,57539	-3,73109	-1,68558

46	-0,125	-0,274068	-2,89775	-0,852247
47	-0,416667	-0,917768	1,39391	3,43942
48	-0,666667	-1,48019	1,64391	3,68942
49	0,208333	0,457147	-3,23109	-1,18558
50	-0,625	-1,38547	-0,397753	1,64775
51	0,0833333	0,182666	1,89391	3,93942
52	0,666667	1,48019	1,31058	3,35609
53	0,458333	1,01062	-3,48109	-1,43558
54	1,125	2,56106	-3,14775	-1,10225
55	-0,25	-0,548881	1,22725	3,27275
56	0,0	0,0	0,977247	3,02275
57	-0,375	-0,825196	-2,64775	-0,602247
58	0,291667	0,640781	0,685581	2,73109
59	-0,0833333	-0,182666	2,06058	4,10609
60	0,0	0,0	1,97725	4,02275
61	-0,291667	-0,640781	-3,73109	-1,68558
62	-0,125	-0,274068	-2,89775	-0,852247
63	-0,416667	-0,917768	1,39391	3,43942
64	0,333333	0,732877	1,64391	3,68942
65	-0,791667	-1,76732	-3,23109	-1,18558
66	-0,625	-1,38547	-0,397753	1,64775
67	0,0833333	0,182666	1,89391	3,93942
68	0,666667	1,48019	1,31058	3,35609
69	0,458333	1,01062	-3,48109	-1,43558
70	-0,875	-1,96155	-3,14775	-1,10225
71	-0,25	-0,548881	1,22725	3,27275
72	0,0	0,0	0,977247	3,02275
73	-0,375	-0,825196	-2,64775	-0,602247
74	-0,708333	-1,57539	0,685581	2,73109
75	-0,0833333	-0,182666	2,06058	4,10609
76	0,0	0,0	1,97725	4,02275
77	0,708333	1,57539	-3,73109	-1,68558
78	-0,125	-0,274068	-2,89775	-0,852247
79	-0,416667	-0,917768	1,39391	3,43942
80	0,333333	0,732877	1,64391	3,68942
81	0,208333	0,457147	-3,23109	-1,18558
82	0,375	0,825196	-0,397753	1,64775
83	0,0833333	0,182666	1,89391	3,93942
84	-0,333333	-0,732877	1,31058	3,35609
85	-0,541667	-1,1973	-3,48109	-1,43558
86	-0,875	-1,96155	-3,14775	-1,10225
87	-0,25	-0,548881	1,22725	3,27275
88	0,0	0,0	0,977247	3,02275
89	0,625	1,38547	-2,64775	-0,602247
90	0,291667	0,640781	0,685581	2,73109
91	-0,0833333	-0,182666	2,06058	4,10609
92	0,0	0,0	1,97725	4,02275
93	-0,291667	-0,640781	-3,73109	-1,68558
94	-0,125	-0,274068	-2,89775	-0,852247
95	0,583333	1,29118	1,39391	3,43942
96	-0,666667	-1,48019	1,64391	3,68942

Una vez escogido el modelo de regresión con seis regresores, y después de haber verificado su ajuste y validación, es bueno representarlo como un plano en el espacio para el empleo de técnicas posteriores de optimización. La siguiente es la superficie de respuesta generada por *Statgraphics* para el modelo, donde se representa la respuesta VST contra los niveles de los factores más influyentes según el análisis de varianza, los factores B (Temperatura) y A (Humedad).

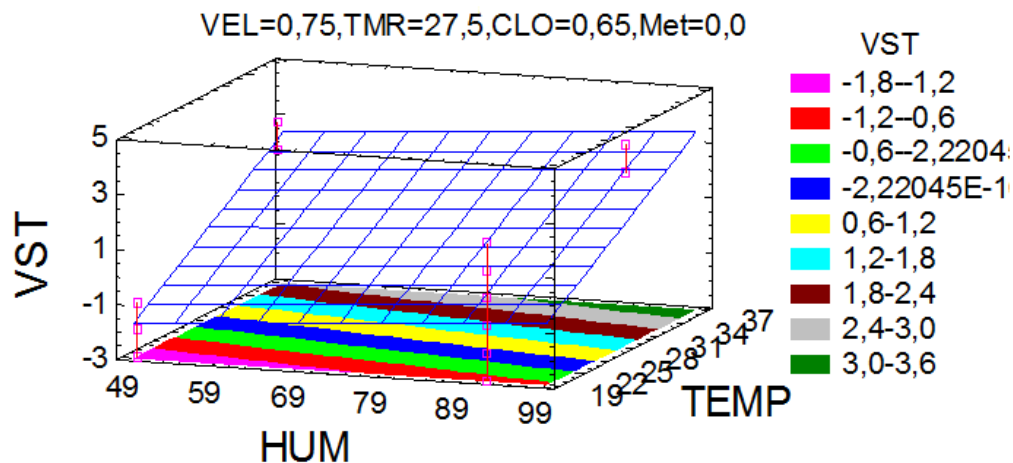


Fig. 3.15 Superficie de respuesta estimada

También el programa nos permite visualizar de mejor forma la superficie de respuesta, mediante un gráfico de contornos el cual muestra las curvas de nivel de la superficie, cada una de las cuales tiende a ser una línea recta, de respuesta constante para los distintos valores de TEMP y HUM, como lo enseña la gráfica.

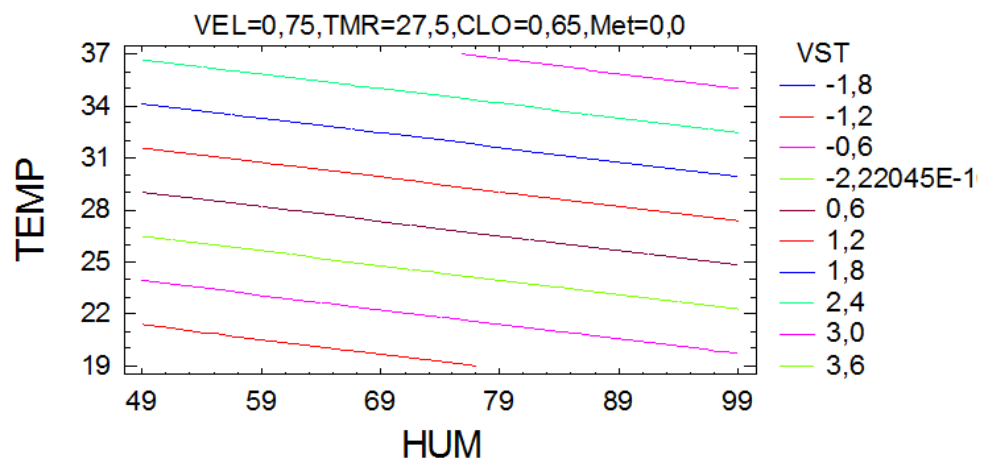


Fig. 3.16 Contorno de la superficie de respuesta estimada

Para hallar el punto óptimo en nuestro modelo, el programa emplea varias técnicas, seguramente de ascenso o descenso por pasos (por tratarse de un modelo de primer orden), pero ello lo hace automáticamente, declarando un valor objetivo como tipo de optimización deseada. El valor objetivo declarado es el valor de VST que da el mayor confort térmico a las personas según las encuestas realizadas, el cual oscila entre 0 (Neutralidad Térmica) y -1 (Ligeramente Fresco), según la escala de confort. El rango de búsqueda para cada factor fue fijado exactamente igual al empleado en los niveles del experimento inicial, es decir:

**Tabla 3.13 Rango de búsqueda del punto óptimo**

Factor	Nivel Bajo	Nivel Alto	Unidades
HUM	49,4	91,6	%
TEMP	19,2	35,9	°C
VEL	0,2	1,4	m/s
TMR	20,0	34,8	°C
CLO	0,4	0,9	Clo
MET	-1,0	1,0	Ad*.

\* Ad . Adimensional

Luego, para los valores objetivos estimados a continuación, el programa reporta las siguientes coordenadas del punto crítico:

**Tabla 3.14 Coordenadas de valores óptimos (I, II, III, IV, V, VI)**

Optimize Response

Goal: maintain STM at -1,0

Optimum value = -1,0

Factor	Low	High	Optimum
HUM	49,4	91,6	68,3205
TEMP	19,2	35,9	21,2603
VELC	0,2	1,4	0,948039
TMR	20,0	34,8	28,982
CLO	0,4	0,9	0,664374
Met	-1,0	1,0	0,106685

**I)**

Optimize Response

Goal: maintain STM at -0,5

Optimum value = -0,5

Factor	Low	High	Optimum
HUM	49,4	91,6	68,9206
TEMP	19,2	35,9	23,2072
VELC	0,2	1,4	0,907314
TMR	20,0	34,8	28,4007
CLO	0,4	0,9	0,659231
Met	-1,0	1,0	0,0765609

**II)**

### Optimize Response

Goal: maintain STM at 0,0

Optimum value = 0,0

Factor	Low	High	Optimum
HUM	49,4	91,6	80,9718
TEMP	19,2	35,9	19,5299
VELC	0,2	1,4	0,244272
TMR	20,0	34,8	21,2045
CLO	0,4	0,9	0,882065
Met	-1,0	1,0	-0,912128

### III)

#### Optimize Response

Goal: maintain STM at 0,5

Optimum value = 0,5

Factor	Low	High	Optimum
HUM	49,4	91,6	70,4277
TEMP	19,2	35,9	27,0797
VELC	0,2	1,4	0,815916
TMR	20,0	34,8	27,4405
CLO	0,4	0,9	0,650098
Met	-1,0	1,0	0,0148698

### IV)

#### Optimize Response

Goal: maintain STM at 1,0

Optimum value = 1,0

Factor	Low	High	Optimum
HUM	49,4	91,6	72,5599
TEMP	19,2	35,9	28,7857
VELC	0,2	1,4	0,760113
TMR	20,0	34,8	27,7347
CLO	0,4	0,9	0,657352
Met	-1,0	1,0	-0,115301

### V)

Estas tablas muestran todas las combinaciones óptimas a las cuales deben estar los niveles de cada factor para que la variable respuesta VST se ubique en el valor objetivo deseado. Por último, después de haber realizado el análisis estadístico del experimento, haber determinado que entradas afectan al parámetro de salida y con qué intensidad lo hacen y haber hallado la relación entre las entradas y el parámetro de salida, es necesario establecer el comportamiento de las cartas experimentales de confort para trópicos húmedos y las estrategias de control de estas variables que permitan una respuesta acorde a la sensación de confort térmico en las personas. Por ello, este modelo será usado para fines de control de las zonas de confort térmico que expondrán en un próximo capítulo.

### 3.4 PROPUESTA DE LA ZONA DE CONFORT PARA AMBIENTES TROPICALES HUMEDOS

Las zonas de confort propuestas en esta investigación son el resultado de la variable respuesta voto de sensación térmica (VST) ante la variación de uno o varios factores que resultaron significativos en el apartado anterior. Dos tipos de entradas alimentarán los puntos que definirán la zona de confort:

- los datos tomados directamente del experimento y
- la estimación por modelación acorde al modelo de regresión generado por statgraphisc.

Los puntos de confort con voto de sensación térmica (VST) de -1, 0 y 1 serán representados en un diagrama psicrométrico sobre nivel del mar, limitados por un área de interés para aire acondicionado (no menor a 40% HR) y bajo distintos escenarios de TMR, CLO, Met y Vel. Cada escenario implicará una combinación de factores, en los cuales una persona se encuentre en confort térmico. El empleo de diagramas psicrométricos resulta ventajoso no solo para el diseño y dimensionamiento de sistemas de aire acondicionado, sino además puede ser utilizado para el diagnóstico de posibles fallas en los sistemas.

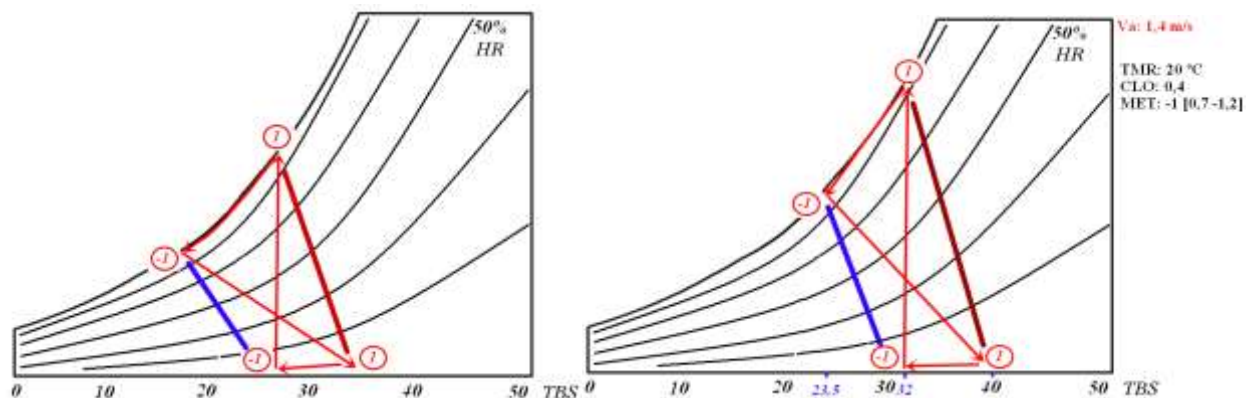
La siguiente tabla muestra 8 zonas o escenarios seleccionados para el diseño de las zonas de confort en ambientes tropicales húmedos, e involucra a todas las variables significativas en nuestro experimento de confort. Para cada gráfica se fijó un escenario de TMR, Clo y MET, haciendo variar la velocidad en dos niveles, uno alto (1,4 m/s) y otro bajo (0,2 m/s).

**Tabla 3.15 Matriz de escenarios**

Escenario	TMR	CLO	MET	VEL	VEL	VST	HR	TEM	VALIDACIÓN	
Zona 1	B	B	B	B	A	[-1, 1]	*	**		Modelación
Zona 2	B	B	A	B	A	[-1, 1]	*	**	Experimentación	
Zona 3	B	A	B	B	A	[-1, 1]	*	**	Experimentación	
Zona 4	B	A	A	B	A	[-1, 1]	*	**		Modelación
Zona 5	A	B	B	B	A	[-1, 1]	*	**		Modelación
Zona 6	A	B	A	B	A	[-1, 1]	*	**	Experimentación	
Zona 7	A	A	B	B	A	[-1, 1]	*	**		Modelación
Zona 8	A	A	A	B	A	[-1, 1]	*	**	Experimentación	



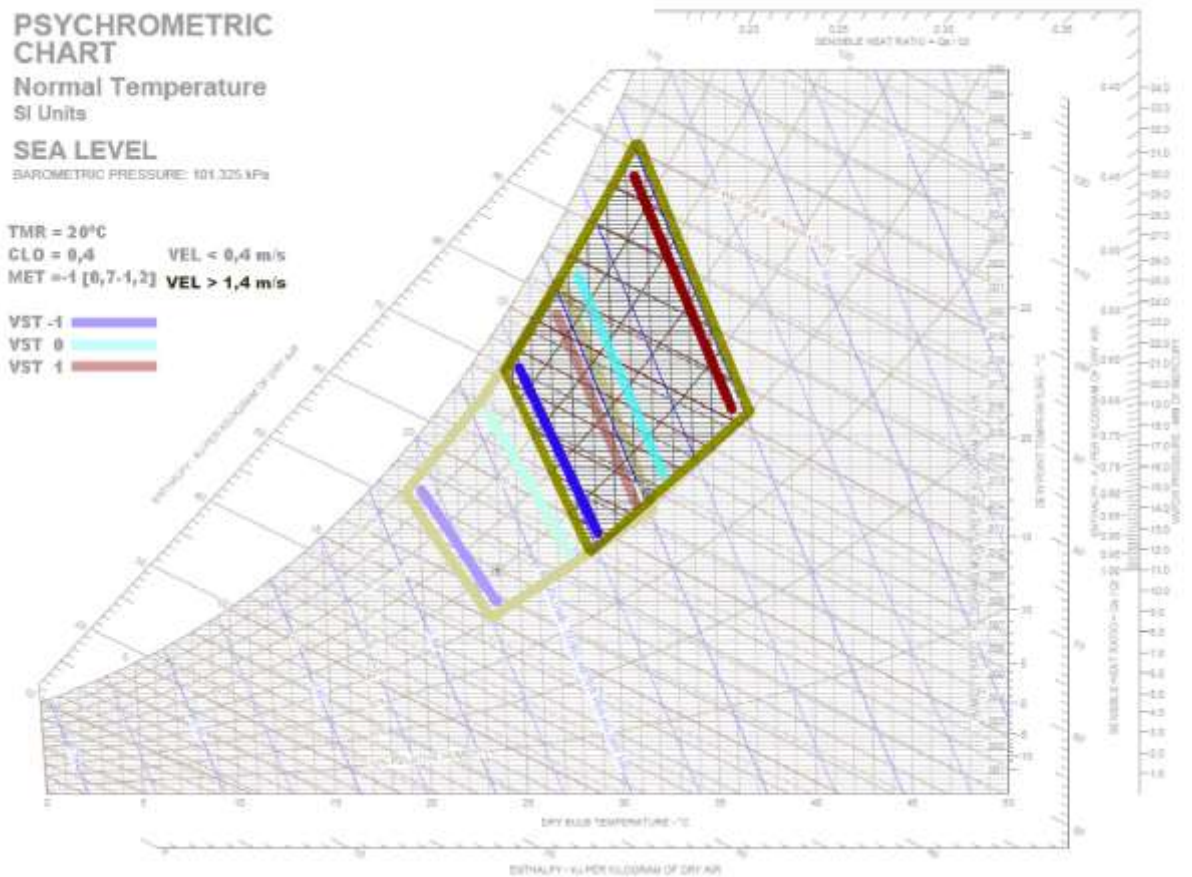
En el diagrama es importante señalar la región en que el VST se mantiene constante. Para ello los siguientes dos esquemas representan la zona teórica de confort, donde la línea azul representa la zona en que el VST se mantendría fijo a -1, y la línea vinotinto representa la zona en que el VST se mantendría en 1. Estas isolíneas representan el rango teórico máximo y mínimo en la que las personas deben ubicarse para mantenerse en confort (el confort no necesariamente es el punto de neutralidad térmica).



**Fig. 3.14 Zona teórica de confort escenario #1 en dos velocidades**

Para este primer escenario con la combinación de factores de TMR Baja, CLO bajo y MET bajo, notamos que la zona de confort tiende a desplazarse marcadamente hacia la derecha mientras mayor es el incremento en la velocidad del viento, recuerde que en el análisis del diseño de experimento, este factor fue el segundo de mayor influencia sobre la variable de respuesta, seguido por la humedad los cuales están involucrados gráficamente en el diagrama psicrométrico. Seguramente no tendría sentido ver como la TMR y el CLO hace mover la zona, pues su movimiento sería pequeño.

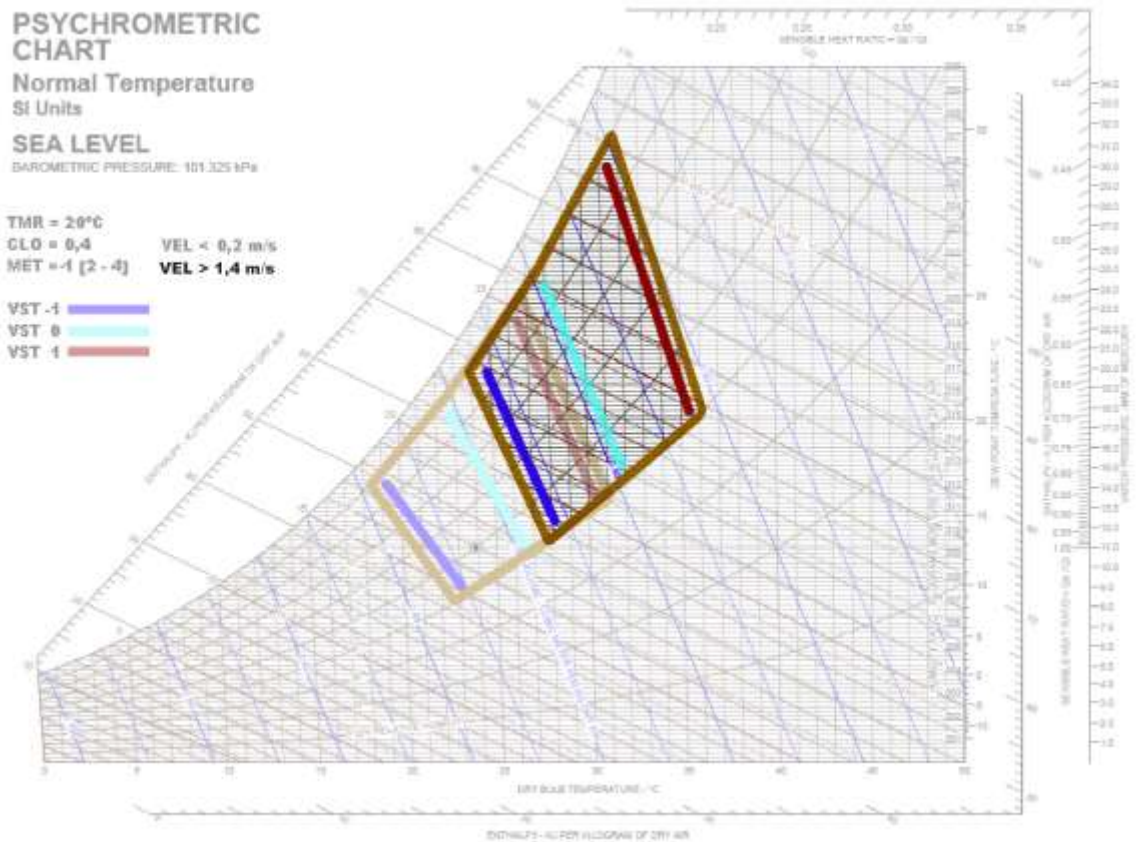
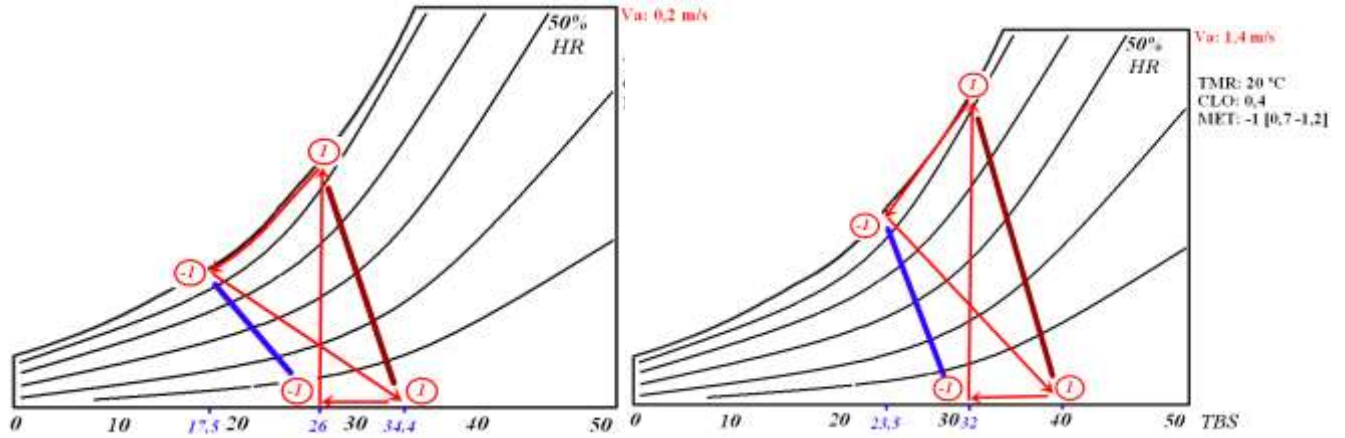
El diagrama psicrométrico de la figura 3.15 muestra el movimiento de la zona # 1 cuando la velocidad del aire sube hasta 1,4 m/s. El área de la zona se traslada bruscamente hacia la derecha y hacia arriba respetando los límites de humedad, además tiende a ser de mayor área. La línea central en las zonas representa la neutralidad térmica, donde el VST es cero, sin que ello signifique que podamos reducir la zona a una sola línea de confort.



**Fig. 3.15 Zona de confort region tropical ( Escenario #1)**

Las siguientes figuras (de la 3.16 a 3.29) muestran las zonas teóricas y zonas de confort en regiones tropicales para cada uno de los escenarios restantes. Su comportamiento es similar al análisis realizado para el primer escenario, donde las zonas de confort se ubican entre las líneas de VST entre -1 y 1. En las zonas teóricas, las zonas se extienden entre humedades relativas de 0% a 100% y ello se da porque según nuestro modelo de regresión lineal para el VST, matemáticamente es posible, pero esto es solo un modelo. Por ello, para aplicar esta zona de confort a sistemas de aire acondicionado, la zona se limita sobre el diagrama psicrométrico a una humedad relativa mínima de 40 %. En las gráficas, las zonas opacas (en marca de agua) representan el comportamiento de la zona a una velocidad de aire baja y la zona de confort superpuesta representa la zona a mayor velocidad.

## Escenario #2



Escenario #3

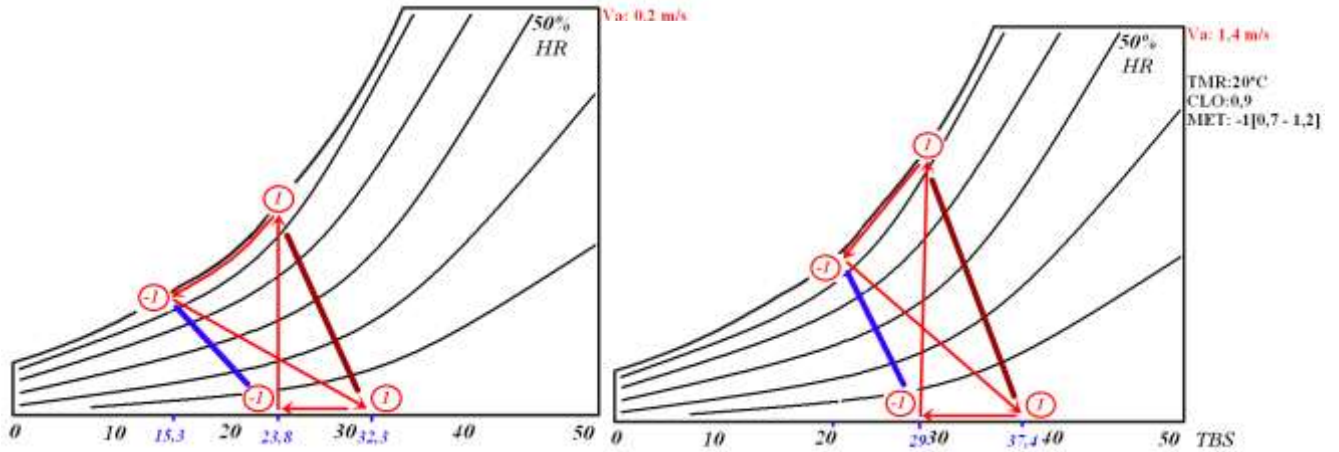


Fig. 3.18 Zona teórica de confort escenario #3 en dos velocidades

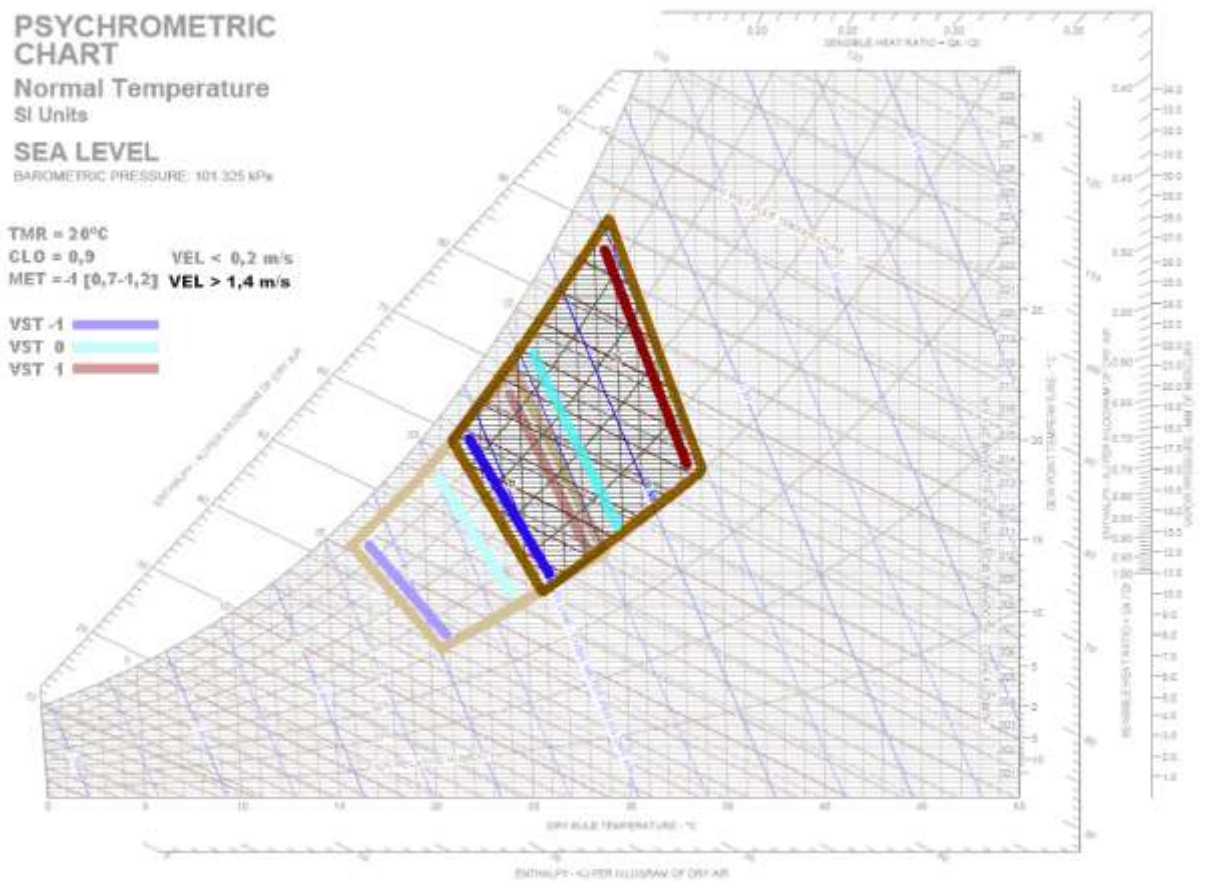


Fig. 3.19 Zona de confort region tropical ( Escenario #3)



## Escenario #4

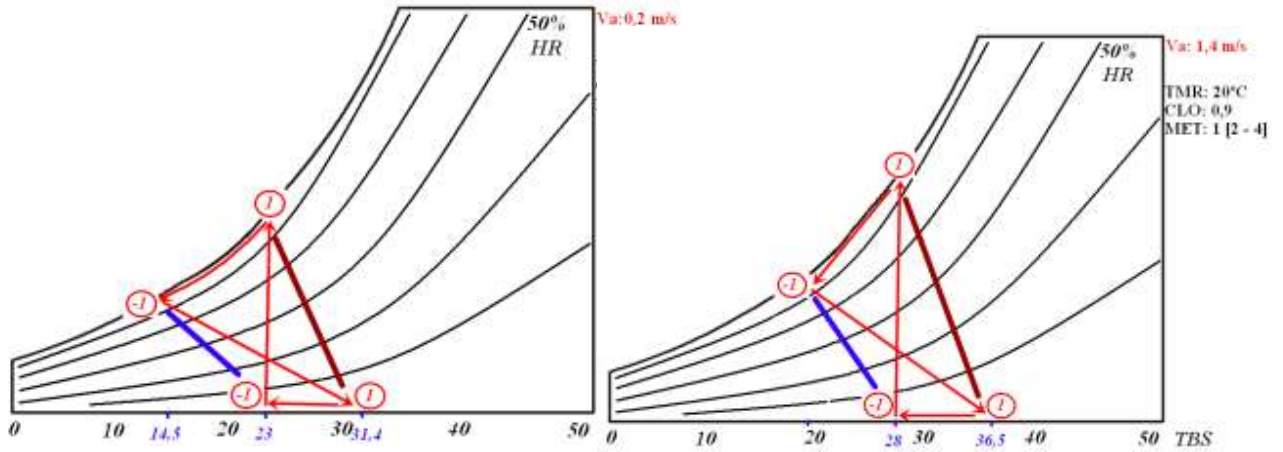


Fig. 3.20 Zona teórica de confort escenario #4 en dos velocidades

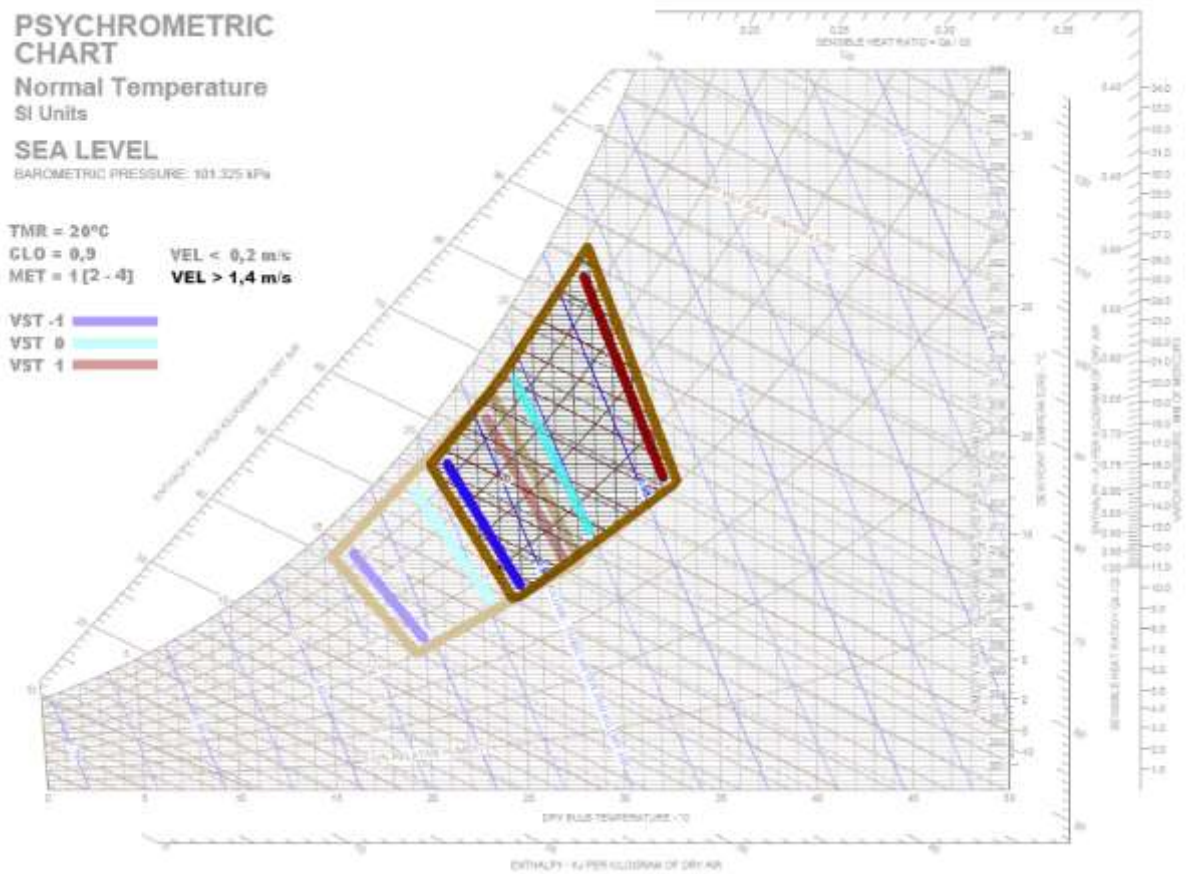


Fig. 3.21 Zona de confort region tropical ( Escenario #4)

## Escenario #5

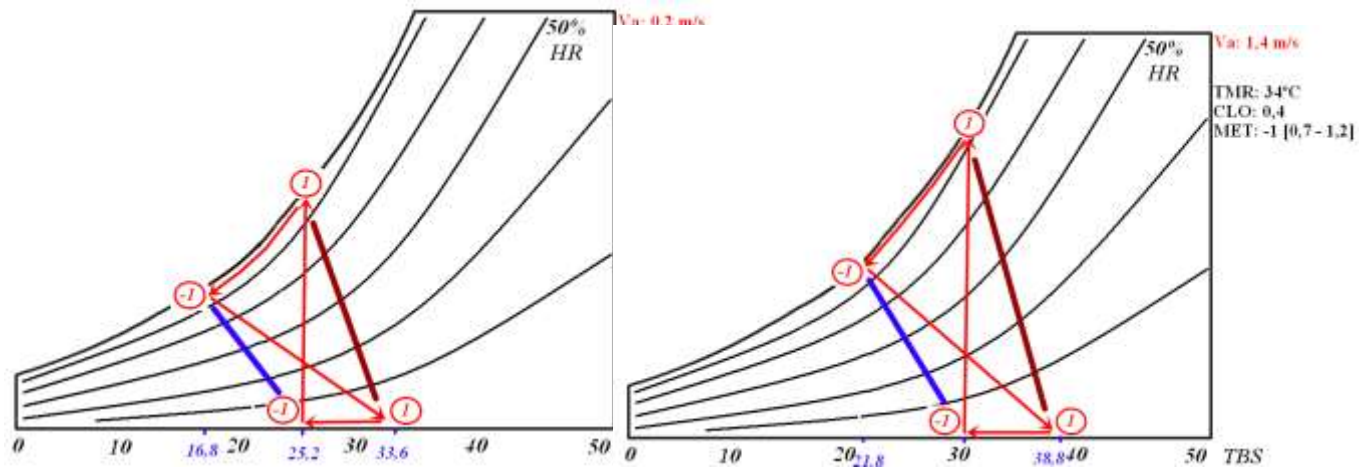


Fig. 3.22 Zona teórica de confort escenario #5 en dos velocidades

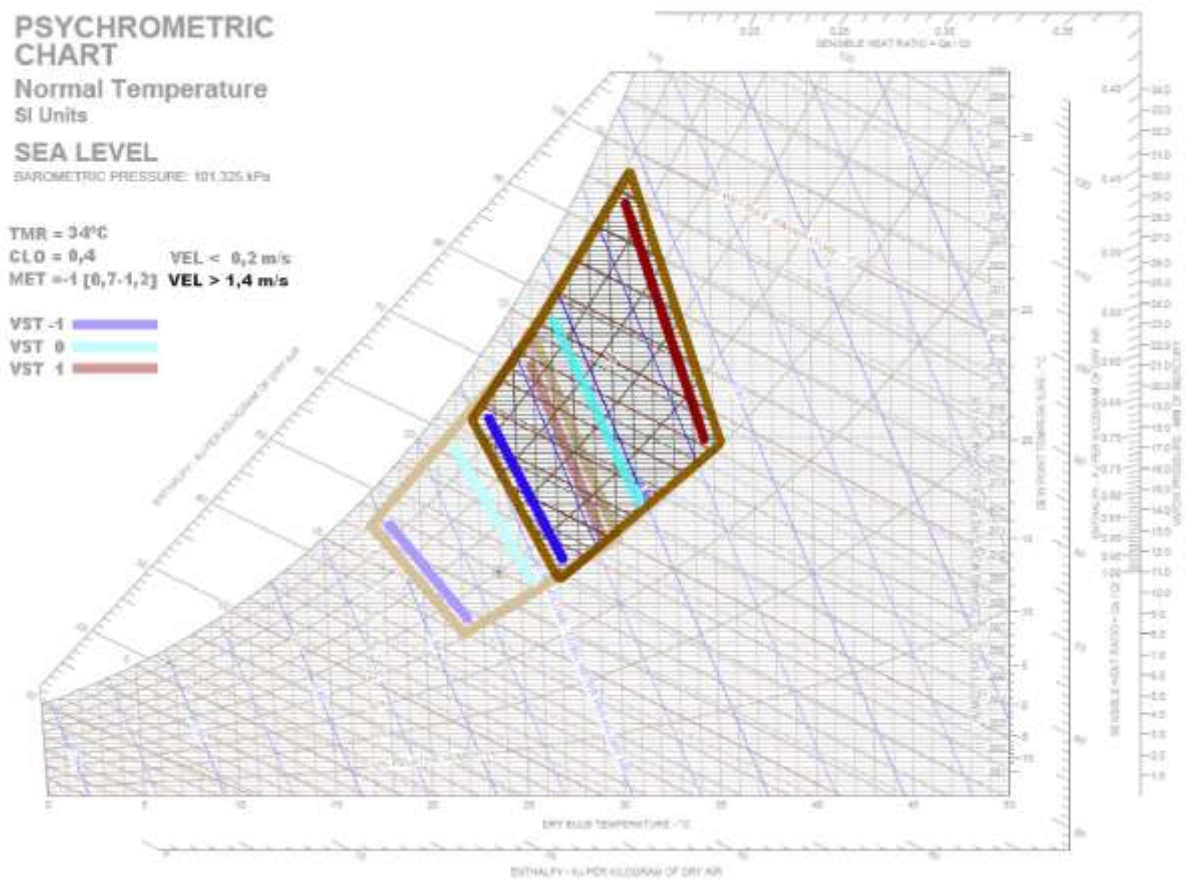
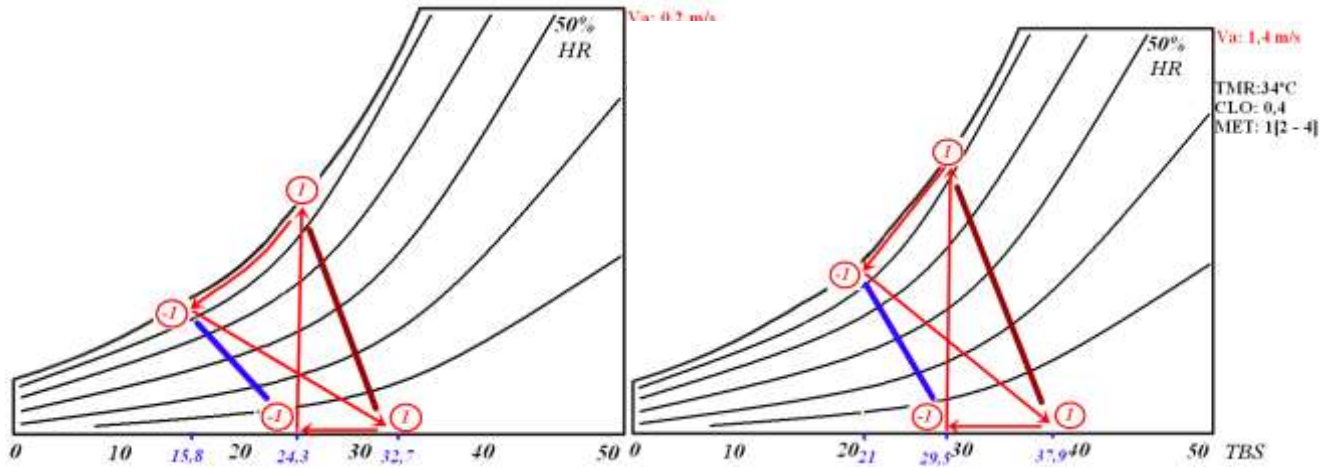
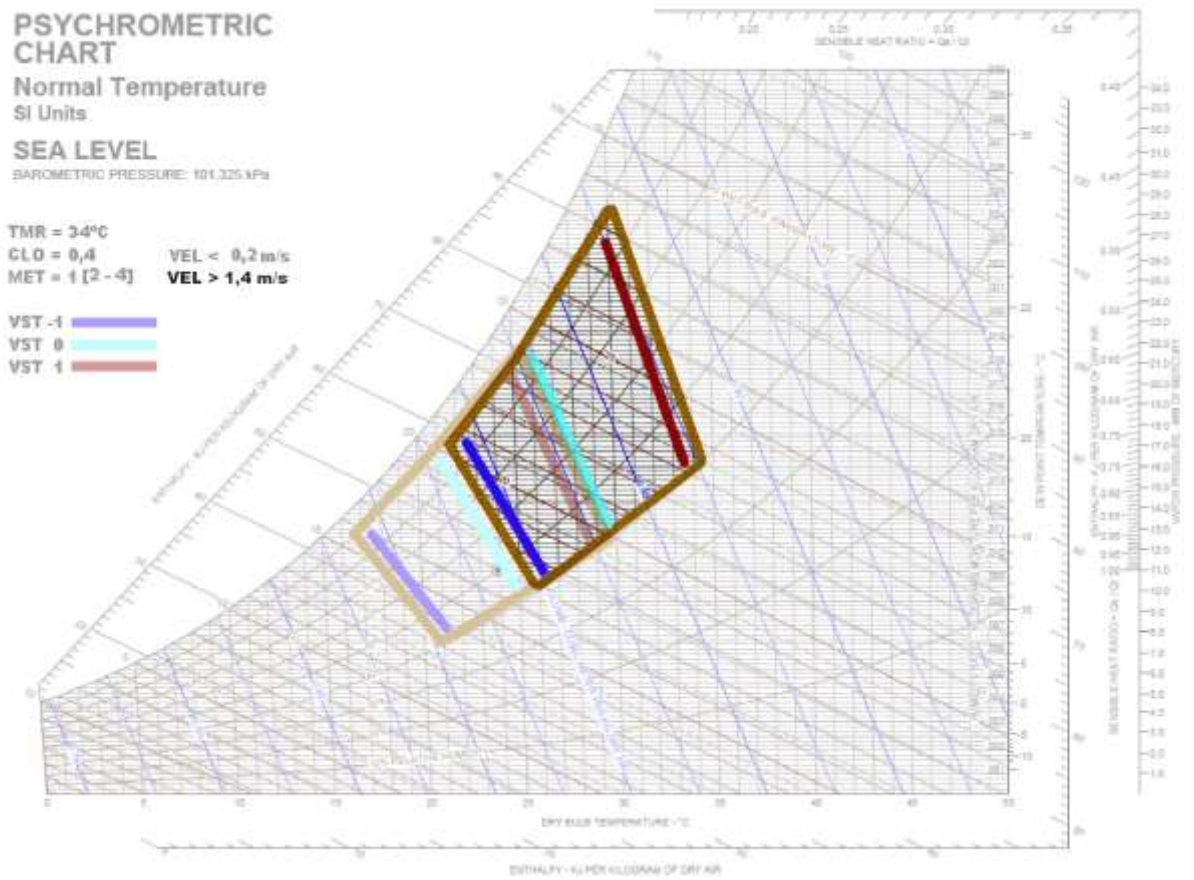


Fig. 3.23 Zona de confort region tropical ( Escenario #5)

### Escenario #6



**Fig. 3.24 Zona teórica de confort escenario #6 en dos velocidades**



**Fig. 3.25 Zona de confort region tropical ( Escenario #6)**



## Escenario #7

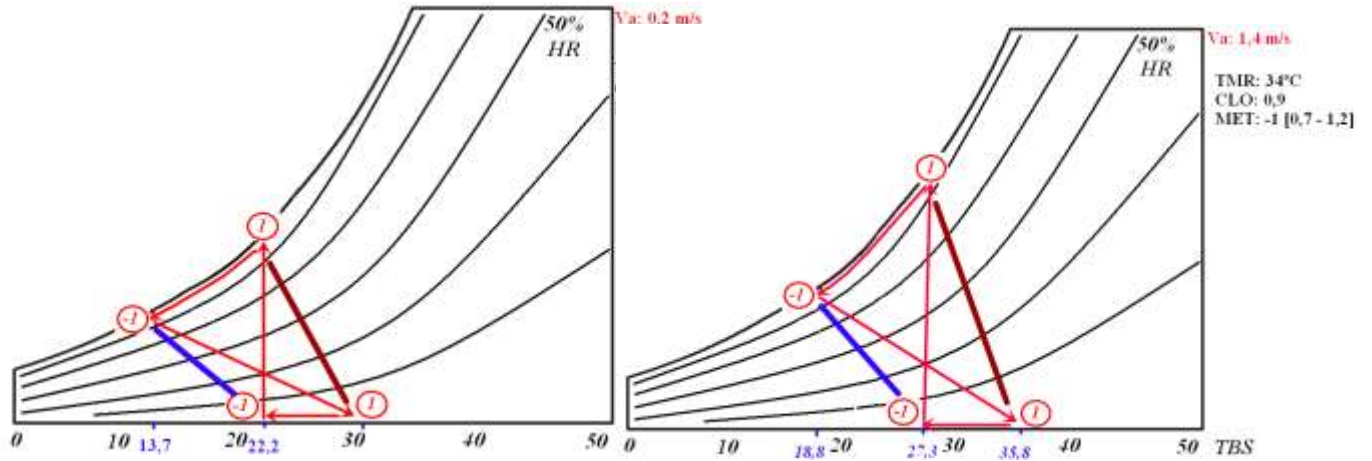


Fig. 3.26 Zona teórica de confort escenario #7 en dos velocidades

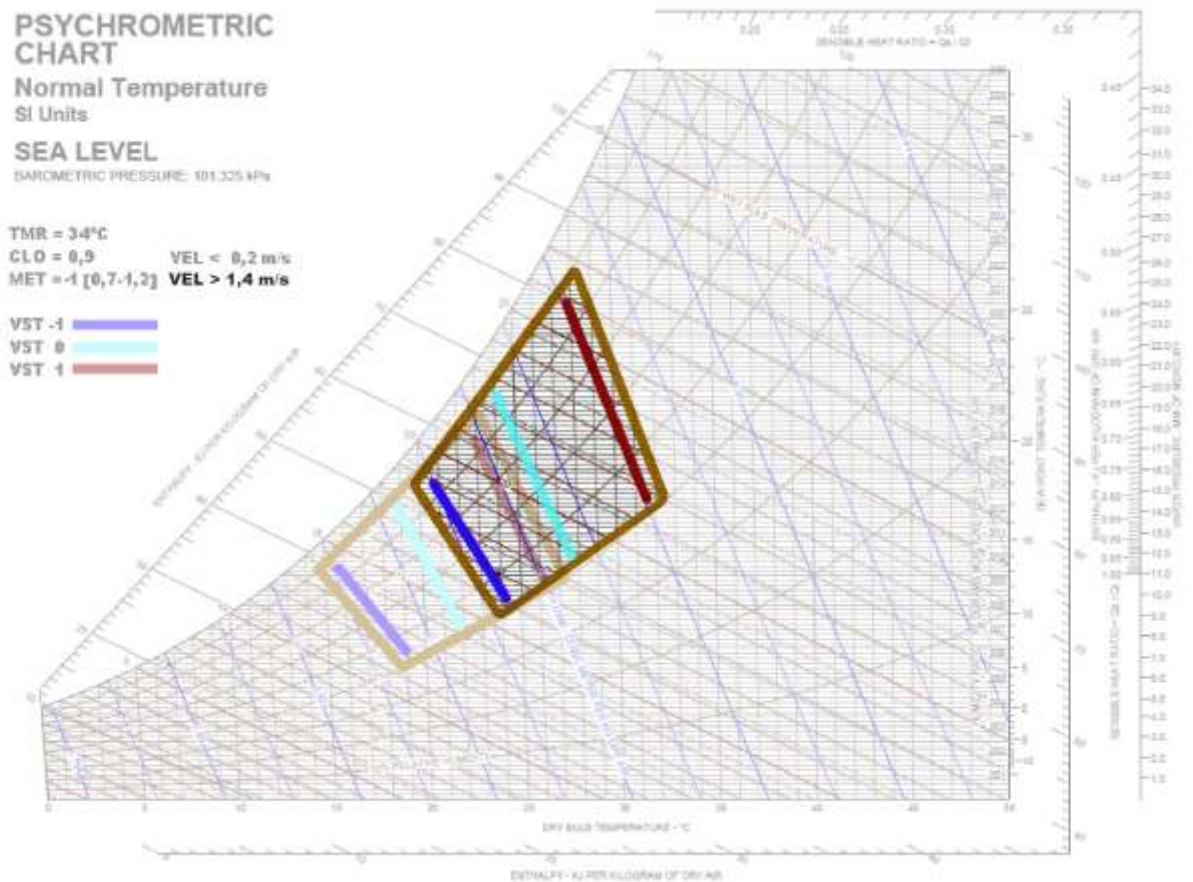


Fig. 3.27 Zona de confort region tropical ( Escenario #7)



## Escenario #8

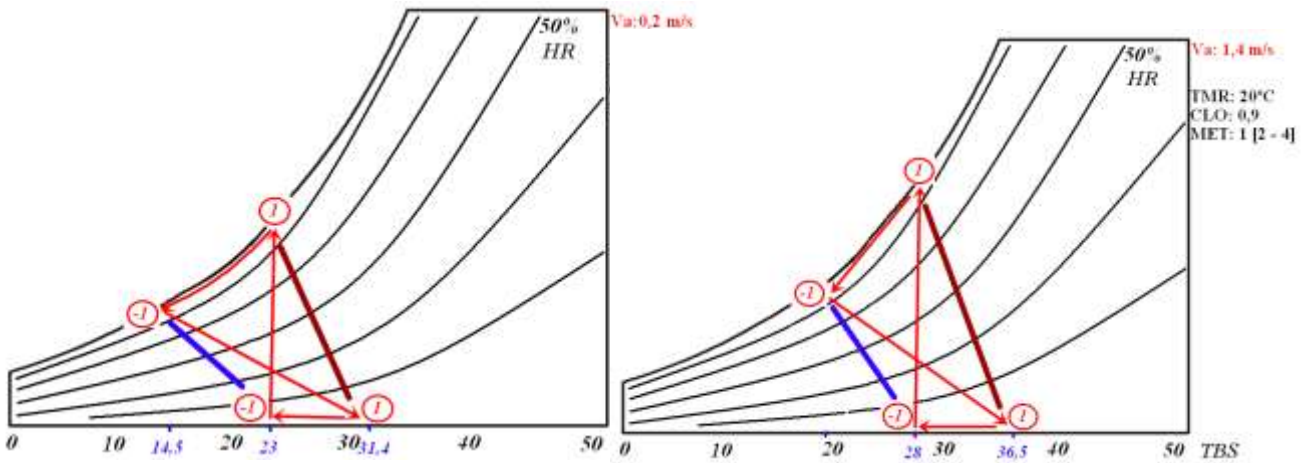


Fig. 3.28 Zona teórica de confort escenario #8 en dos velocidades

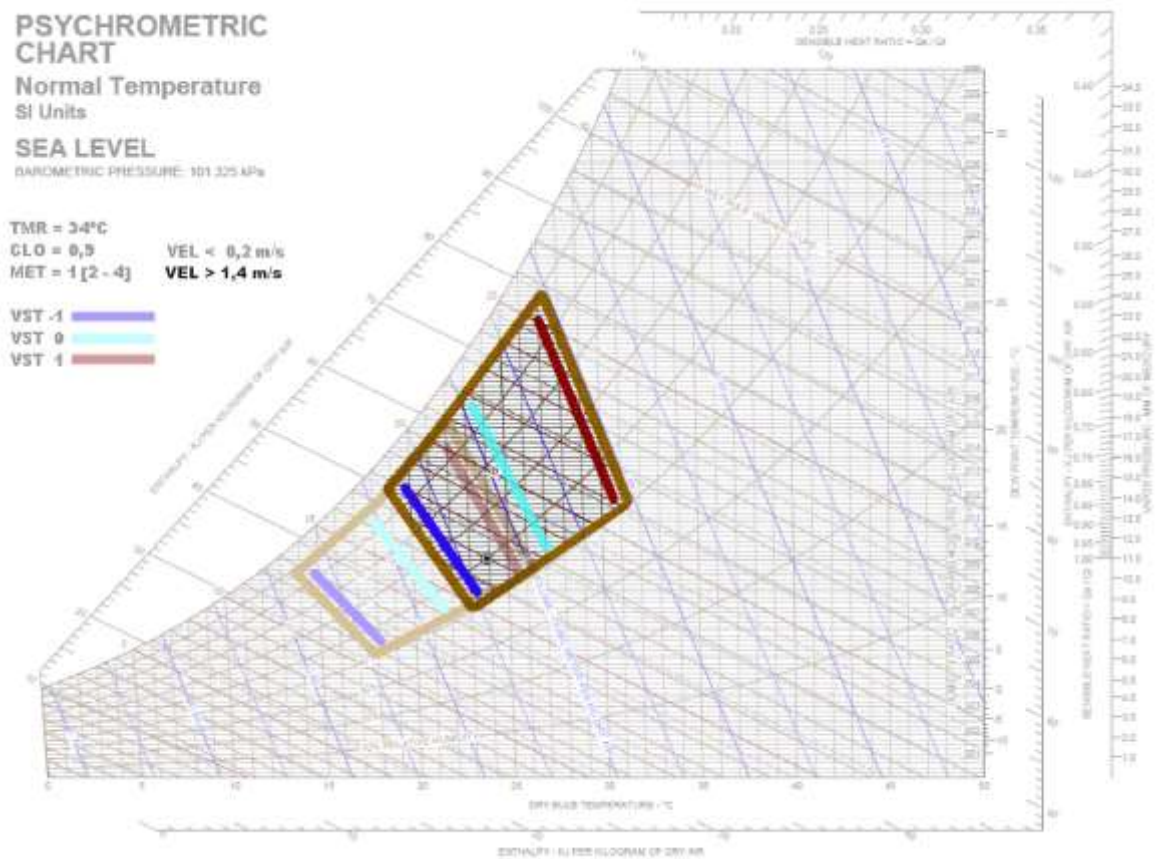
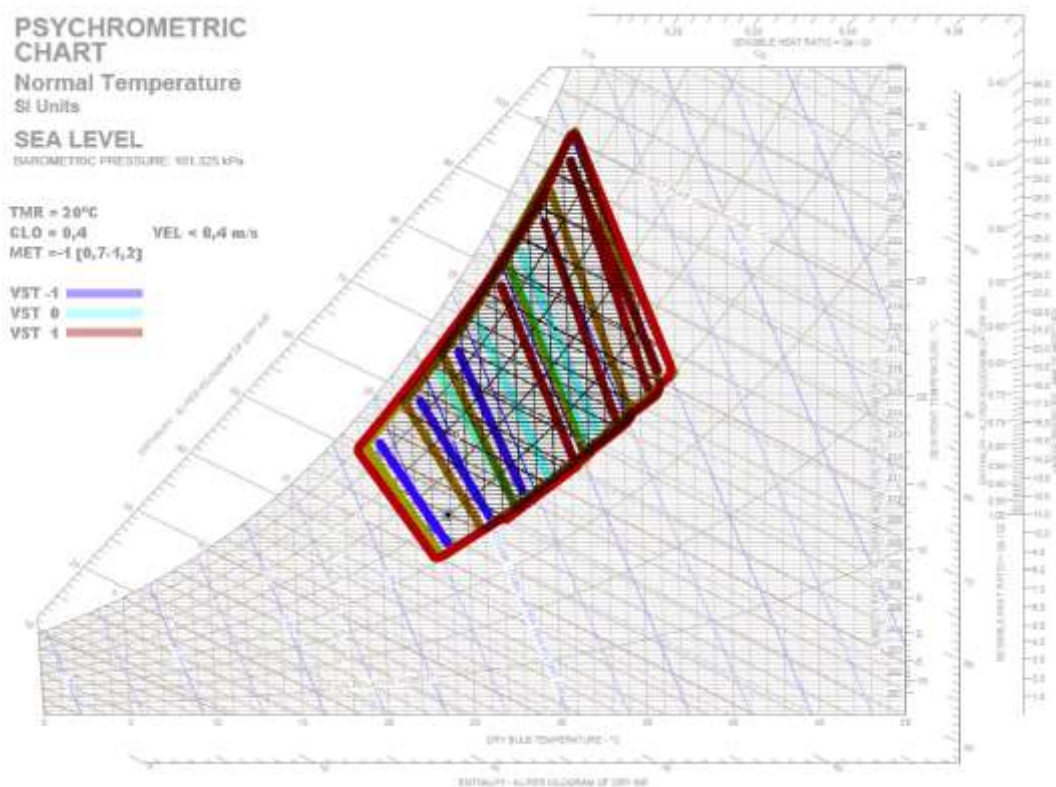


Fig. 3.29 Zona de confort region tropical ( Escenario #8)

De las 8 zonas mostradas anteriormente se confirma la premisa de que para mantener el confort, a menor humedad, las temperaturas de aire tenderían a ser mayores y viceversa. Resulta interesante destacar que un incremento en la velocidad para una configuración dada desplaza definitivamente la zona hacia la derecha - arriba y no la anula o reduce a un punto de confort, como se expresaba desde los capítulos iniciales.

Además, según la zona teórica de confort, se podría pretender alcanzar confort higrotérmico por debajo de la línea de 40% HR, pero implementar procesos de deshumidificación en climas tropicales resultaría muy costoso, por lo que se recomienda trabajar sobre 40% HR las zonas de confort en sistemas de aire acondicionado. Además, con la representación de estas zonas de confort es posible trazar sobre el diagrama psicrométrico distintas trayectorias para acondicionar aires por diversos métodos. La figura 3.30 muestra todas las zonas de confort propuestas en esta investigación, en un mismo diagrama.



**Fig. 3.30 Movimiento de las zonas de confort superpuestas**

#### **4. PROPUESTA DE CONTROL, DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN CONTROLADOR DE CONFORT PARA ENTORNOS TROPICALES.**

La base experimental utilizada para determinar la zona de confort térmico en regiones tropicales húmedas establecida en el capítulo 3 es el punto de partida para la estrategia de control propuesta en esta investigación. En este capítulo se dará a conocer la propuesta, diseño y evaluación de un controlador de confort difuso para sistemas de aire acondicionado.

##### **4.1 PROPUESTA DE CONTROL**

###### **4.1.1 Estrategia de control propuesta**

La estrategia de control difuso (FLC) ha sido utilizada efectivamente en una amplia variedad de aplicaciones no lineales en ingeniería [26], sin embargo su área de aplicación potencial genera un interés especial por desarrollar nuevas investigaciones enfocadas a mejorar el control de procesos donde la complejidad de la planta es considerable y los modelos matemáticos no son precisos.

La estrategia propuesta toma fuerza al referenciar a la lógica difusa como una herramienta para representar la experiencia y los principios del razonamiento humano frente al confort térmico, teniendo en cuenta que la norma ISO 7730 establece al confort térmico como una “condición de mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico” [23]. Y es precisamente este estatus de bienestar mental, físico y social que perciben algunas personas lo que hace que se generen de esta teoría, experiencias y conocimientos no estrictamente definidos (imprecisos o subjetivos) los cuales ya se han ensayado en un diseño experimental. Cabe resaltar que lo impreciso y subjetivo no será la acción de control, sino la información y naturaleza del material de estudio.

El método de control propuesto será un control supervisorio fuzzy para una aplicación de acondicionamiento de aire utilizando zonas experimentales de confort propias de regiones tropicales húmedas y sensores de TMR en su lazo de control.

#### 4.1.2 Determinación de las entradas del sistema difuso

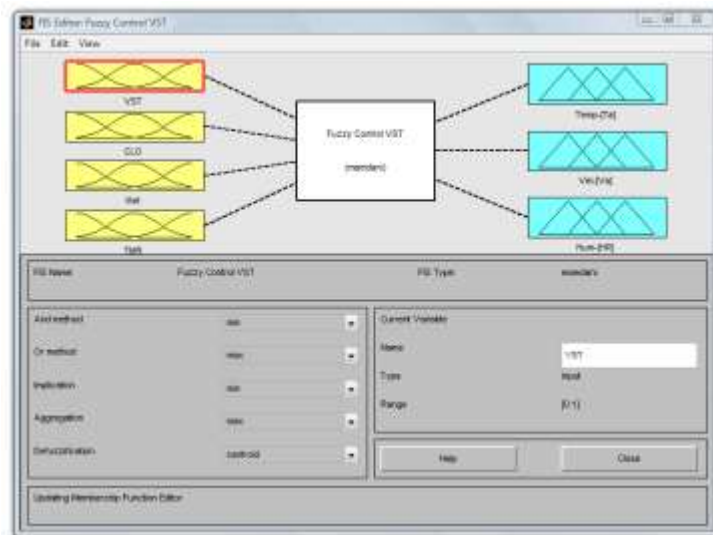
El análisis estadístico de confort planteado en la sección 3.3 muestra como variables altamente significativas en el DOE:

- La temperatura del aire ( $T_a$ )
- La velocidad del aire ( $V_a$ )
- La humedad relativa (HR)

Un poco menos significativas, pero igual influyentes en el voto de sensación térmica fueron las variables no climáticas:

- El aislamiento térmico de la ropa ( $C_{lo}$ )
- La temperatura media radiante (TMR)
- El metabolismo (Met)

Todas ellas deben estar asociadas a nuestro sistema difuso, al igual que la variable respuesta “voto de sensación térmica” (VST), que es otra de las entradas al sistema. La figura 4.1 muestra de manera general las entradas y salidas propuestas para sistema de inferencia difuso (FIS) en el editor “Fuzzy Logic Toolbox” de MATLAB/Simulink®, (Math Works Inc.) [34].



**Figura 4.1** Interfaz gráfica del sistema de inferencia difuso-Mamdani

El motor de inferencia propuesto es el Mamdani. La razón principal de usar este método es obtener una referencia propia para el comportamiento de este operador de implicación en sistemas de aire acondicionado basados en cartas de confort. Además, por el manejo de estructuras simples de operaciones de inferencia Min-Max, la elección del motor Mamdani resulta interesante para simplificar el proceso y simular la forma de decisión del hombre frente a las variables que influyen en su comodidad térmica ante diversos escenarios.

#### **4.1.3 Determinación de los niveles en el sistema**

Los niveles en cada una de las entradas y salidas del sistema difuso serán fijados mediante escenarios. La importancia de estos escenarios sociales es que además de ser consistentes con actividades, costumbres y condiciones climático-ambientales propias de regiones tropicales húmedas como Barranquilla y otras regiones similares (*Véase Anexo: A: clima ecuatorial húmedo Aw según clasificación climática World Map of Koppen*), también servirán para determinar los niveles comunes que se simularan para cada variable de confort en nuestro control difuso.

##### **4.1.3.1 Estimación del nivel para el voto de sensación térmica -VST-**

El valor del VST podría variar según la teoría de Fanger desde -3 hasta 3, pero se pretende que la zona de confort propuesta en el control se mantenga siempre entre 1 y -1 teniendo en cuenta que la mayoría de personas se sintieron cómodas con un VST de 0 (Neutralidad térmica). Algunas veces manifestaron la preferencia mantenerse ligeramente frescos (-1) o ligeramente tibios (1). Ninguna persona manifestó sentirse confortable térmicamente frente a valores de VTS de -2,-3, 2 o 3, durante la experimentación, por lo cual se excluirá del dominio el controlador. Este rango de VST [-1,1] también tiene en cuenta la capacidad adaptativa de las personas para aclimatarse a ambientes térmicos.

Luego, existirán 3 niveles para el voto de sensación térmica (VST): [-1, 0, 1]

**Tabla 4.1 Niveles para el VST**

<b>Voto de Sensación Térmica</b>	<b>VST</b>
Ligeramente fresco	-1
Neutro	0
Ligeramente tibio	1

#### **4.1.3.2 Estimación del nivel de aislamiento de ropa- CLO**

El valor del Clo se calcula estimando inicialmente el tipo de vestimenta en nuestro material de estudio y luego sumando cada valor acorde a las prendas y correspondientes valores dados por ASHRAE en la tabla del Anexo D.

Según vestimentas utilizadas en ambientes tropicales húmedos como el de Barranquilla, se tomaron 3 tipos de vestimenta:

- 1- Vestimenta ligera (Ropa de dormir/deporte: pantaloneta, bermudas, suéter delgado, camisillas, ropa interior).
- 2- Vestimenta casual (Ropa de salir/trabajar: medias, zapatos, jean, pantalón normal, camisas, suéter y blusa, además de ropa interior)
- 3- Vestimenta formal (Ropa para eventos/fiestas: saco y corbata, pantalón, camisilla, medias, zapatos, además de ropa interior).

El Valor de Clo estimado para cada tipo de vestimenta se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 4.2. Niveles para la Vestimenta**

<b>Tipo de vestimenta</b>	<b>Clo</b>
Vestimenta ligera	0,2
Vestimenta casual	0,5
Vestimenta formal	0,9

#### **4.1.3.3 Estimación del nivel metabólico por actividad- MET**

Estimar exactamente el metabolismo en las personas es difícil [8], pero debido a la naturaleza difusa de la entradas, sus valores serán tomados de las actividades específicas listadas por ASHRAE en el Anexo E.

En la propuesta de control se distinguirán 3 escenarios metabólicos:

Metabolismo basal (Actividades completamente sedentarias como: dormir o mantener largo reposo en una clínica)

Metabolismo activo (Actividades cotidianas en espacios como: oficinas, salones de clase, cafeterías y el hogar)

Metabolismo extremo (Actividades de recreación y deporte como: hacer ejercicios, bailar, jugar).

La tabla 4.3 muestra el rango de valores estimados para cada nivel acorde al tipo de actividad listada en ASRHAE.

**Tabla 4.3. Niveles para el metabolismo**

<b>Tipo de metabolismo</b>	<b>Met</b>
Metabolismo basal	0,7 - 1,2
Metabolismo activo	1,2 - 2,0
Metabolismo extremo	2,0 - 4,0

#### **4.1.3.4 Estimación del nivel la temperatura media radiante -TMR**

La temperatura media radiante será fijada a 3 niveles: Alto, medio y bajo, y será como durante la experimentación, muy próxima a la temperatura del aire. La tabla 4.4 muestra los valores de referencia para los niveles seleccionados:

**Tabla 4.4. Niveles para la TMR**

<b>Temperatura Media Radiante</b>	<b>TMR</b>
Baja	20
Media	27
Alta	34

#### **4.1.3.5 Estimación del nivel de la temperatura del aire - Ta**

Acorde a las temperaturas de diseño en proyectos de sistemas de aire acondicionado para regiones tropicales, se estimarán 3 niveles: Alto, medio y bajo con los valores de referencia fijados en la tabla 4.5



**Tabla 4.5. Niveles para la Ta**

Temperatura del aire	Ta
Baja	19
Media	25
Alta	32

A pesar que la temperatura de 32°C, no es una temperatura propia para sistemas de aire acondicionado, si lo es para sistemas ventilados mecánicamente en regiones tropicales, los cuales por experimentación también resultaron confortables haciendo modificaciones en algunas variables como la humedad y velocidad del aire. Por ello será involucrada en todos los análisis.

#### **4.1.3.6 Estimación del nivel de la velocidad del aire- Va**

La velocidad del aire se manejará 3 niveles y sus valores toman como referencia la base experimental formulada en el capítulo anterior. La tabla 4.6 muestra los niveles y valores para la salida Va.

**Tabla 4.6. Niveles para el VST**

Velocidad del aire	Va
Baja	0,2
Media	0,7
Alta	1,3

#### 4.1.3.7 Estimación del nivel de la humedad relativa- HR

Acorde a la base experimental, los valores de humedad en regiones como Barranquilla podrían alcanzar valores hasta del 90%. Por ello, se manejarán 3 niveles entre 50% y 90%. En la tabla 4.7, los niveles bajo y medio son propios de sistemas de aire acondicionado.

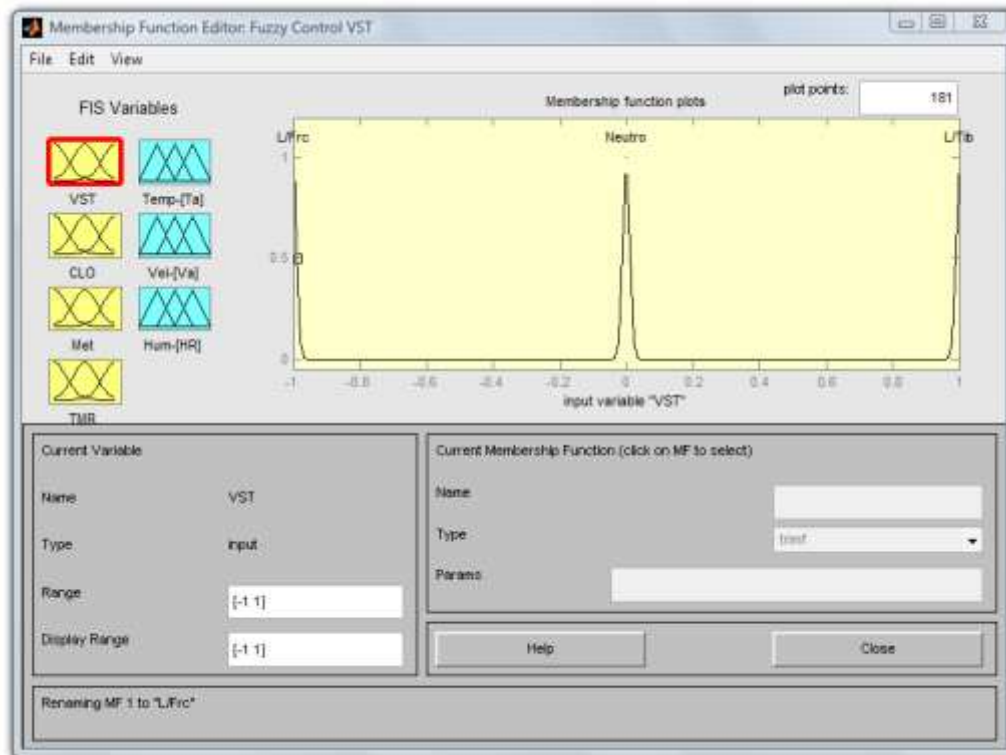
**Tabla 4.7. Niveles para la HR**

<b>Humedad relativa del aire</b>	<b>HR</b>
Baja	50
Media	65
Alta	90

#### 4.1.4 Funciones de membresía

Las funciones de membresía representan el grado de pertenencia de los diversos elementos de un universo de discurso a cada uno de los conjuntos difusos de entrada y salida definidos para nuestro controlador de confort. El criterio utilizado para la representación gráfica de estas funciones se basa en el comportamiento aproximado de cada variable durante la experimentación ensayada. Por ello, debido a que muchas variables nunca determinaron un punto exacto para su comportamiento y su medición fue algo subjetiva, las funciones de membresía triangulares fueron las grandes ausentes en la determinación de estas gráficas. Sin embargo, el investigador se inclina por representar el rango de permanencia de un valor de pertinencia a través del universo de discurso por medio de gráficas gaussianas o trapezoidales suavizadas (tipo-S y tipo-Z).

Hay 3 funciones de membresía para la entrada VST. A diferencia del resto de variables, por su comportamiento y singularidad en el universo de discurso, su representación será como un singleton.



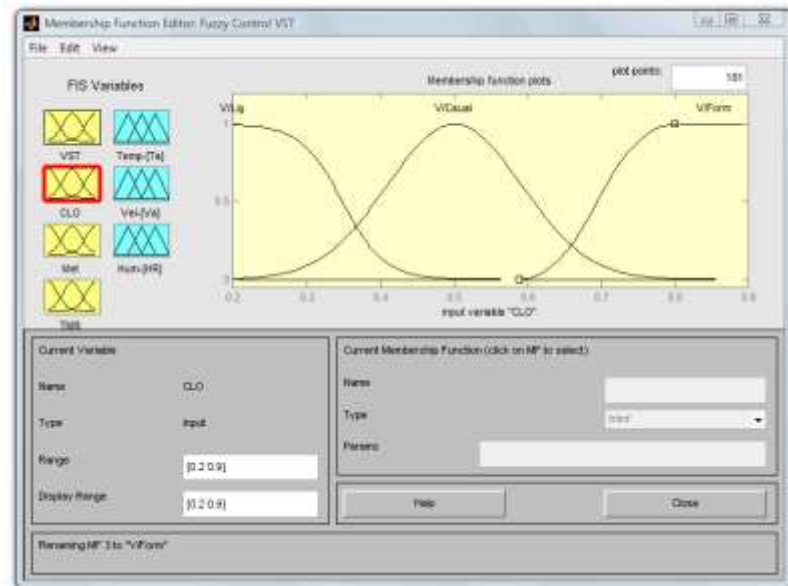
**Figura 4.2. Función de Membresía VST**

La etiqueta para los niveles del VST son: L/Frc (Ligeramente fresco), Neutro y L/Tib (Ligeramente tibio).

Otras tres funciones de membresía: una tipo-Z, una función gaussiana y una tipo-S son requeridas para representar cada una de las variables restante del sistema difuso. Estas funciones se adaptan mejor al comportamiento experimental observado durante las corridas del experimento. Las representaciones gráficas de las funciones de membresía generadas por Matlab para cada una de las variables del sistema se muestran a continuación:

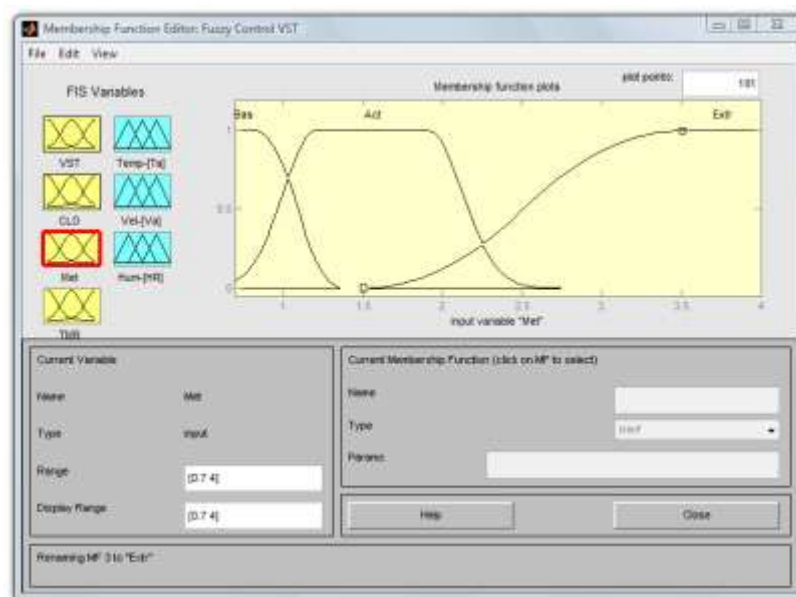
#### ❖ VARIABLES DE ENTRADA:

La etiqueta para los niveles del CLO son: V/Lig (Vestido ligero), V/Csual (Vestido casual) y V/Form (Vestido Formal).



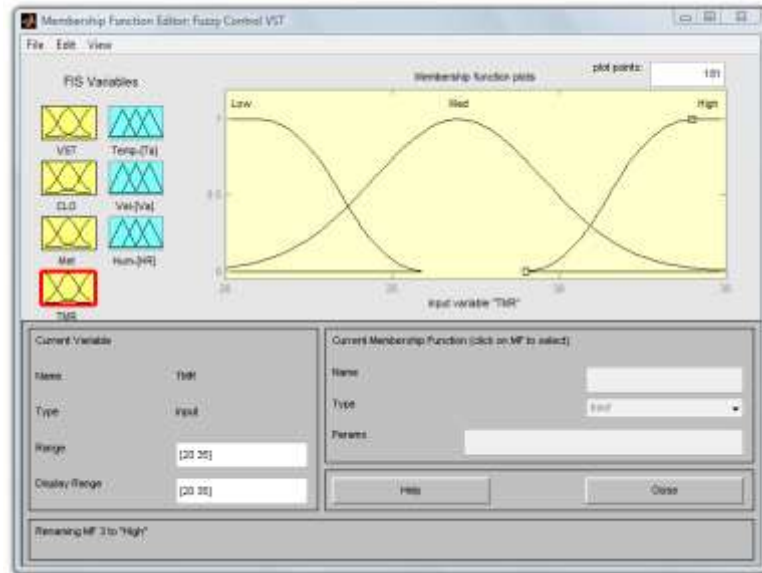
**Figura 4.3. Funciones de membresía para Clo**

La etiqueta para los niveles del MET son: Bas (Metabolismo basal), Act (Metabolismo activo) y Extr (Metabolismo extremo).



**Figura 4.4. Funciones de Membresía para Met.**

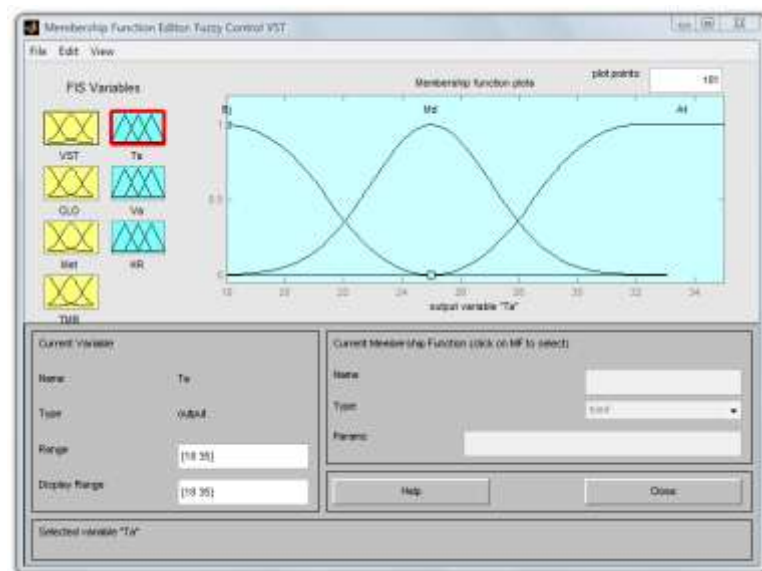
La etiqueta para los niveles de TMR son: Low (TMR baja), Med (TMR media) y High (TMR alta).



**Figura 4.5. Funciones de membresía para la TMR**

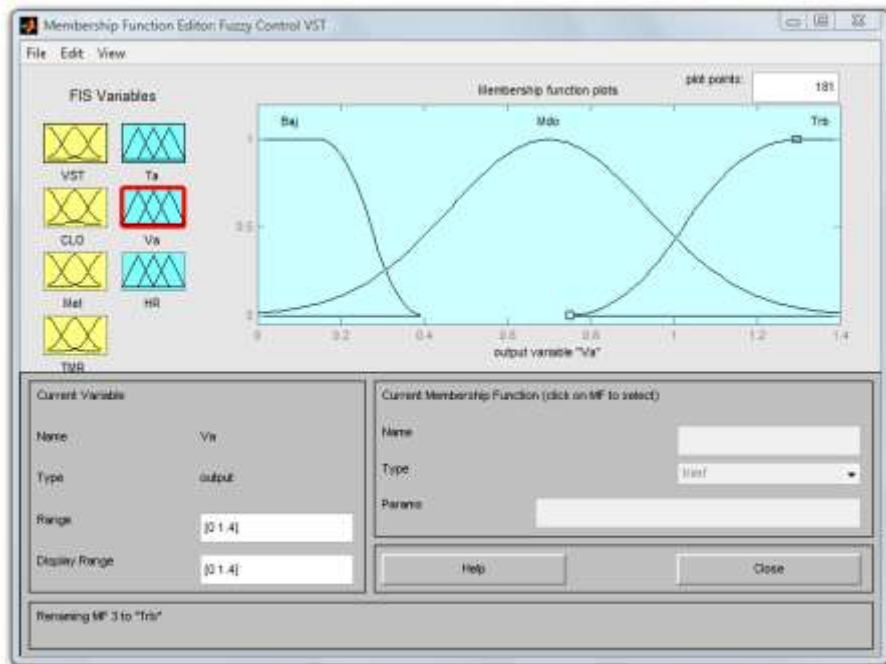
#### ❖ VARIABLES DE SALIDA

La etiqueta para los niveles de Ta son: Bj (Baja), Md (Media) y At (Alta).



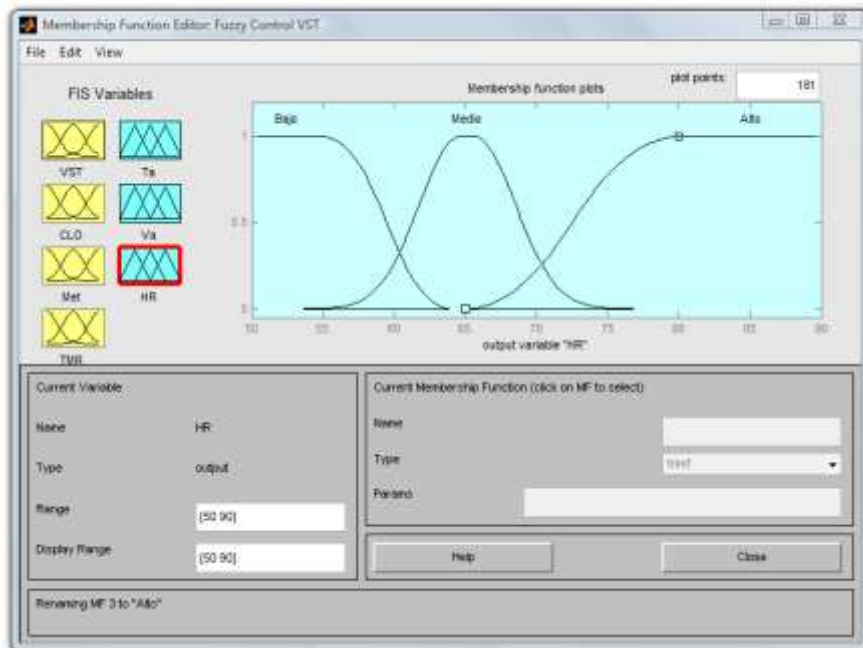
**Figura 4.6. Funciones de membresía para Ta**

La etiqueta para los niveles de Va son: Baj (Bajo), Mdo (Medio) y Trb (Turbulento).



**Figura 4.7. Funciones de membresía para Va.**

Las etiquetas para este nivel son iguales: Bajo, medio y Alto.



**Figura 4.8. Funciones de membresía para la HR**

## 4.2 LEY DE CONTROL Y REGLAS DE OPERACIÓN

Teniendo en cuenta el número de variables de entrada y salida de nuestro sistema, se calculó un mínimo de 12 reglas de inferencia y máximo 81 reglas las cuales fueron deducidas del experimento ejecutado en la investigación.

Para la deducción de las reglas se tuvo en cuenta que cada uno de los niveles para todos las variables fueran activados por lo menos una vez, es decir que para cada variable del sistema fueron activadas por lo menos una vez el nivel bajo, una vez el nivel medio y una vez el nivel alto.

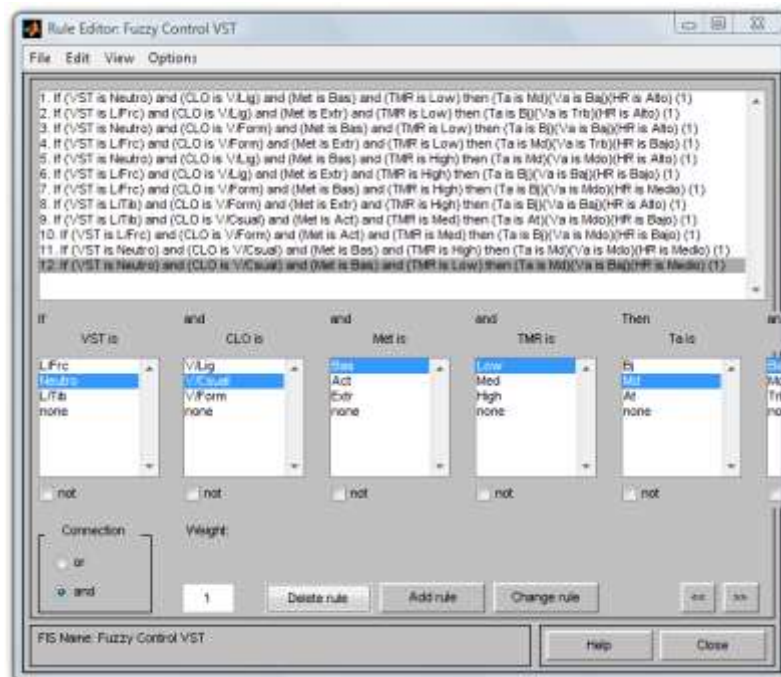
Las reglas de control también fueron enmarcadas en escenarios reales donde estos niveles fueron activados para la simulación. Estos escenarios se muestran a continuación

**Tabla 4.8. Escenarios sociales para simulación**

ESCENARIO	EVENTO/ROL	TMR	CLO	MET	HR	TEM	VEL	VST
Habitación	<i>Durmiendo</i>	B	B	B	A	M	B	<b>0</b>
Gimnasio	<i>Aeróbico</i>	B	B	A	A	B	A	<b>-1</b>
Auditorio/Cine	<i>Sentado</i>	B	A	B	A	B	B	<b>0</b>
Discoteca	<i>Bailando</i>	B	A	A	B	M	A	<b>-1</b>
Sala Star	<i>Viendo TV</i>	A	B	B	A	M	M	<b>0</b>
Futbol 6	<i>Corriendo</i>	A	B	A	B	B	B	<b>-1</b>
Automóvil	<i>Pasajero</i>	A	A	B	M	B	M	<b>-1</b>
Taller Mecánico	<i>Trabajando con Overoll</i>	A	A	A	A	B	B	<b>1</b>
Supermercado	<i>Caminando</i>	M	M	M	B	A	M	<b>1</b>
Salon de Eventos	<i>Festejando</i>	M	A	M	B	B	M	<b>-1</b>
Sala de informática	<i>Frente a computador</i>	A	M	B	M	M	M	<b>0</b>
Clínica	<i>Paciente</i>	B	M	B	M	M	B	<b>0</b>

De los escenarios listados en la tabla 4.8, 6 de 12 fueron tomados directamente del experimento, y los otros 6 escenarios restantes fueron validados por formulación.

Luego la estructura “Si.....Entonces” de las reglas del sistema lógico difuso fueron ingresados en el ditor de reglas como se muestra a continuación:

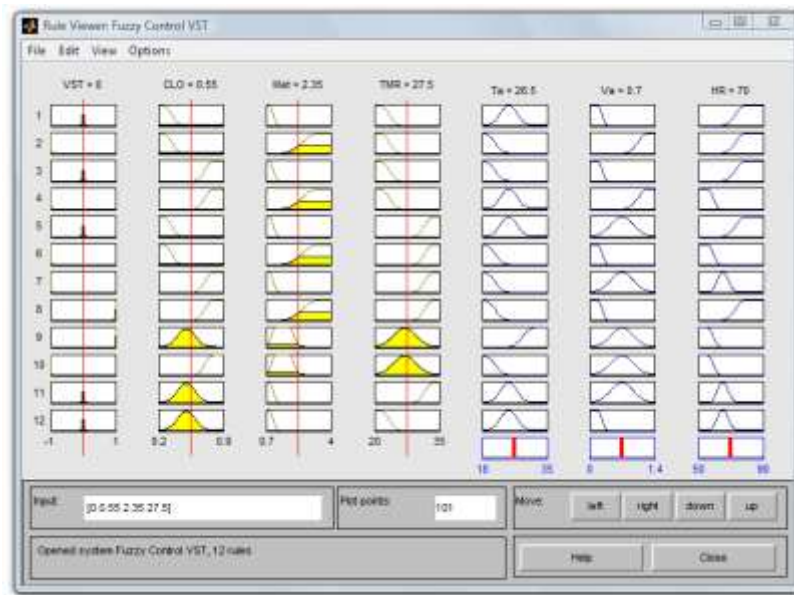


**Figura 4.9. Editor de reglas**

Estas reglas tiene como finalidad mantener en todo momento la zona de confort entre los valores de 1 y -1 (ligeramente frio y ligeramente caluroso).

La siguiente figura, muestra el visualizador de reglas generado por el programa:

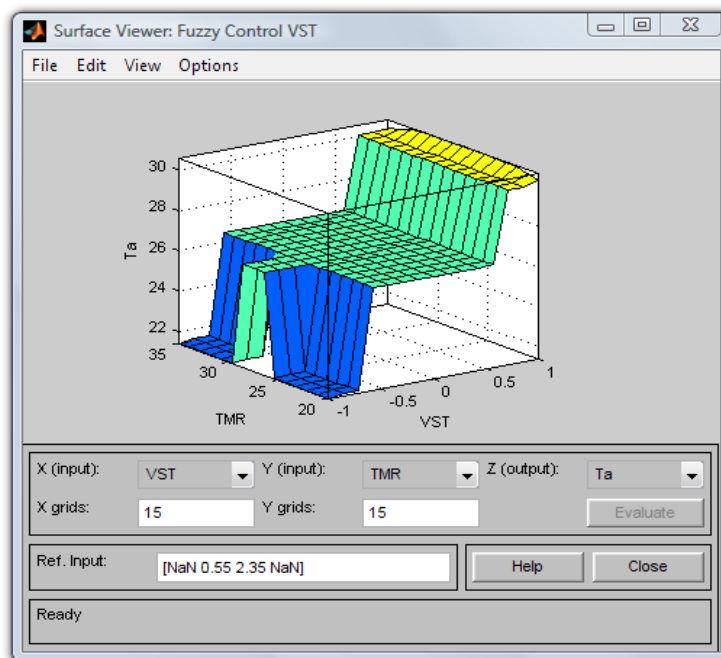




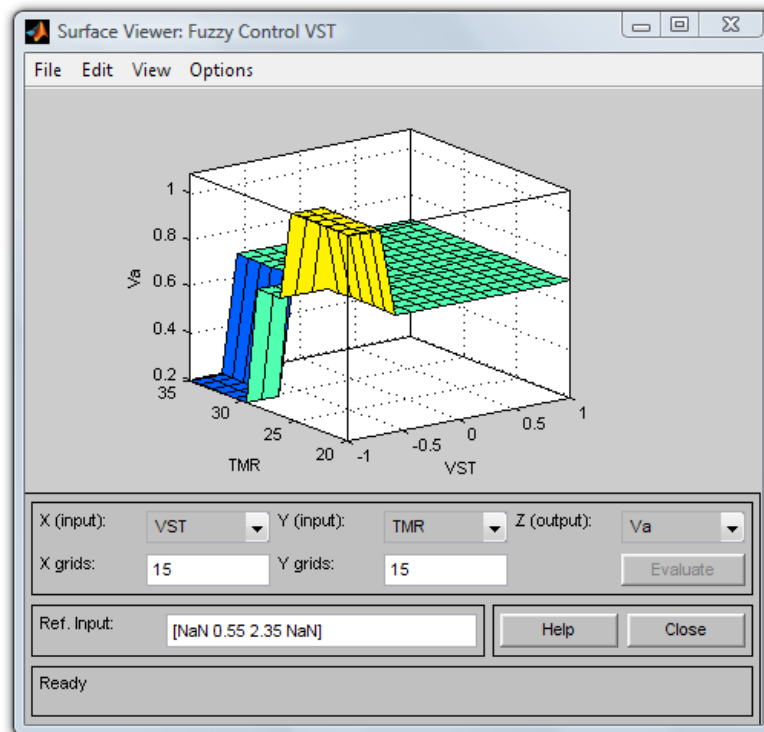
**Figura 4.10. Visualizador de reglas**

#### 4.2.1 Superficies

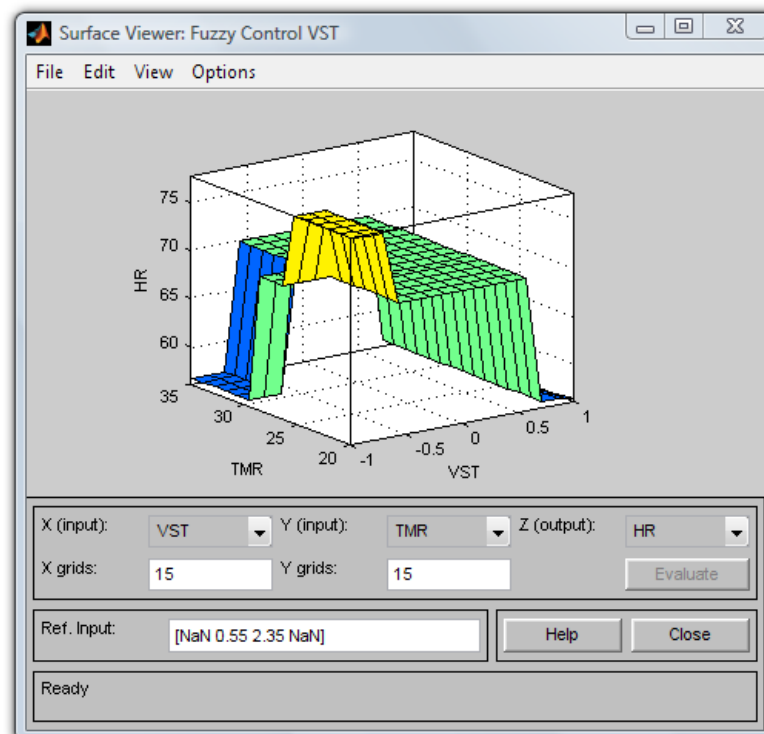
Teniendo en cuenta el número de variables de entrada y salida del controlador, el análisis de las superficies se hace complejo, ya que se visualizarían 18 superficies, las cuales no tiene sentido analizar por separado. Algunas de las superficies generadas por el programa se muestran a continuación:



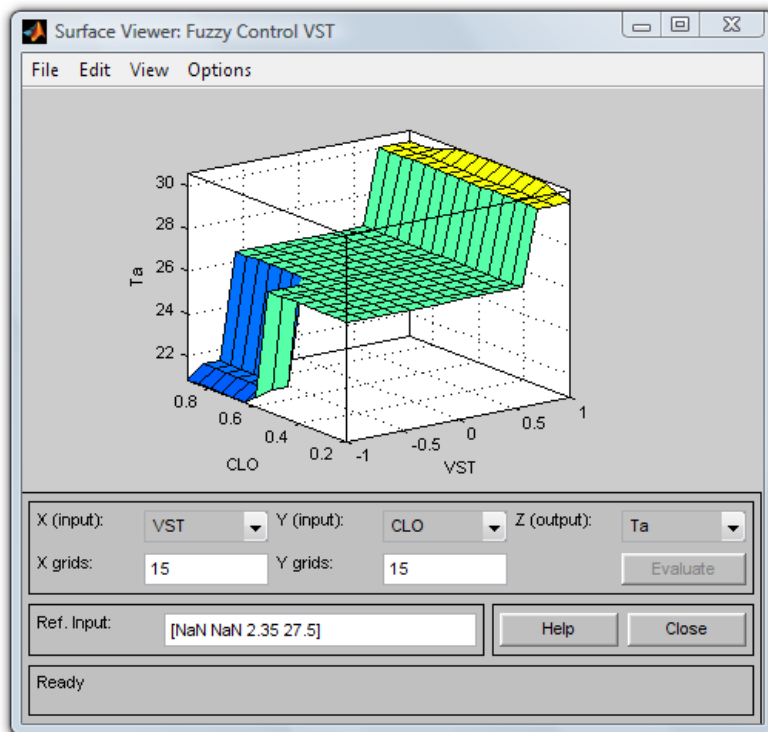
**Figura 4.11. Superficie VST-TMR-Ta**



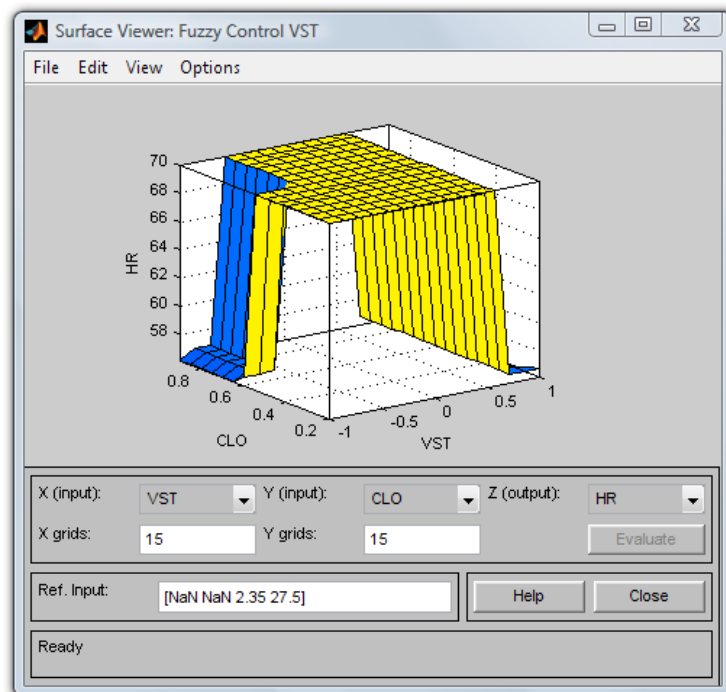
**Figura 4.12. Superfície VST-TMR- $V_a$**



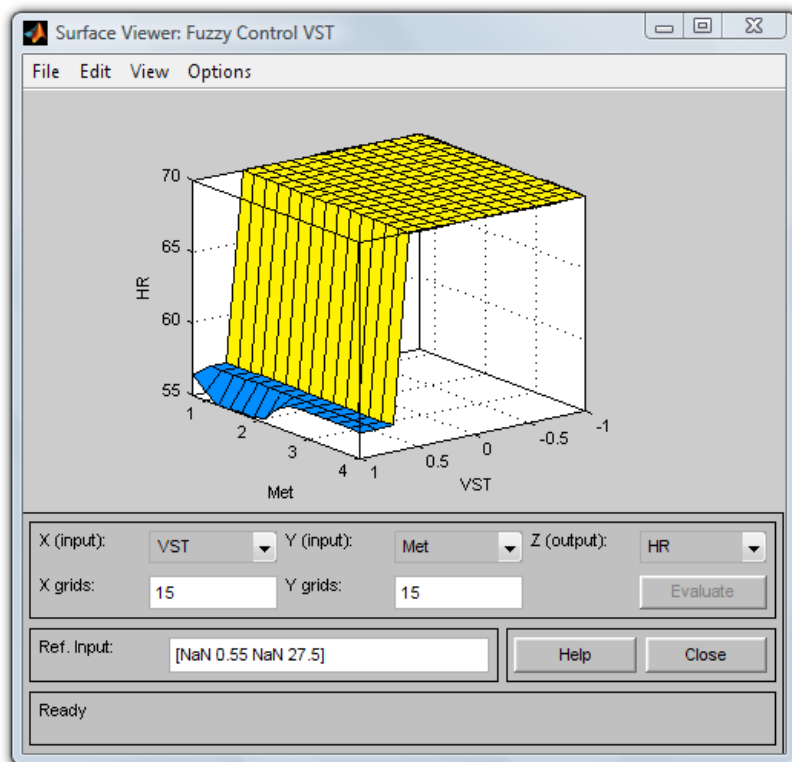
**Figura 4.13. Superfície VST-TMR- $HR$**



**Figura 4.14. Superfície VST-Clo-Ta**



**Figura 4.15 Superfície VST-Clo-HR**



**Figura 4.16 Superficie VST-Met-HR**

### 4.3 EVALUACIÓN DEL CONTROLADOR

La validación de las reglas del controlador en la zona de confort será realizada mediante comparación entre los puntos ( $T_a$  y HR) obtenidos de las reglas de inferencia del controlador, con las zonas de confort graficadas en las cartas psicrométricas diseñadas en el capítulo anterior. Por lo tanto, se validaran puntos de confort dados por el controlador y se graficarán en el diagrama psicrométrico. Cuatro zonas se utilizarán para esa evaluación.

Las siguientes tablas muestran los puntos en los cuales fue evaluado en controlador y el diagrama psicrométrico enseña la ubicación de estos puntos.

## Zona 1

Tabla 4.9. Puntos evaluados zona 1

VST	CLO	MET	TMR	TA	VA	HR
0	0,2	0	20	25,0024395	0,13969686	80,9676517
0	0,2	0,5	20	25,0024395	0,13969686	80,9676517
0	0,2	1	20	25,0026767	0,14725296	80,4930741
0	0,3	0	20	25,002536	0,14481647	79,7332342
0	0,3	0,5	20	25,002536	0,14481647	79,7332342
0	0,3	1	20	25,0026767	0,14725296	79,524803
0	0,4	0	20	25,0032295	0,15525578	69,9241522
0	0,4	0,5	20	25,0032295	0,15525578	69,9241522
0	0,4	1	20	25,0032295	0,15525578	69,9241522

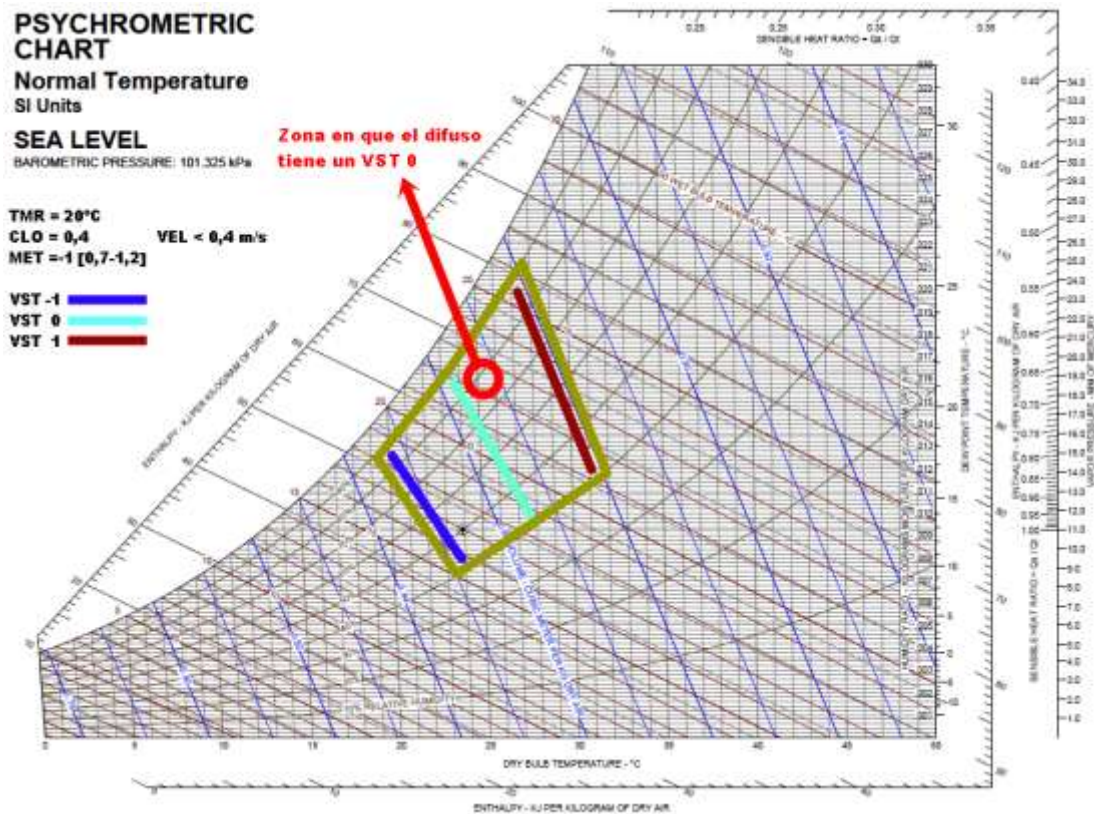


Fig. 4.16 Ubicación de zona difusa sobre la zona de confort psicrometrica (Zona 1)

## Zona 4

Tabla 4.10. Puntos evaluados zona 4

VST	CLO	MET	TMR	TA	VA	HR
-1	0,9	3	20	25,002522	1,18939461	55,0309542
-1	0,9	3,5	20	25,0024389	1,19686423	54,8724943
-1	0,9	4	20	25,0024389	1,19686522	54,8724652
0	0,9	2	20	20,0157652	0,13950281	81,0354077
0	0,9	2,5	20	20,0157652	0,13950281	81,0354077
0	0,9	2,7	20	20,1483555	0,14725296	80,5586047

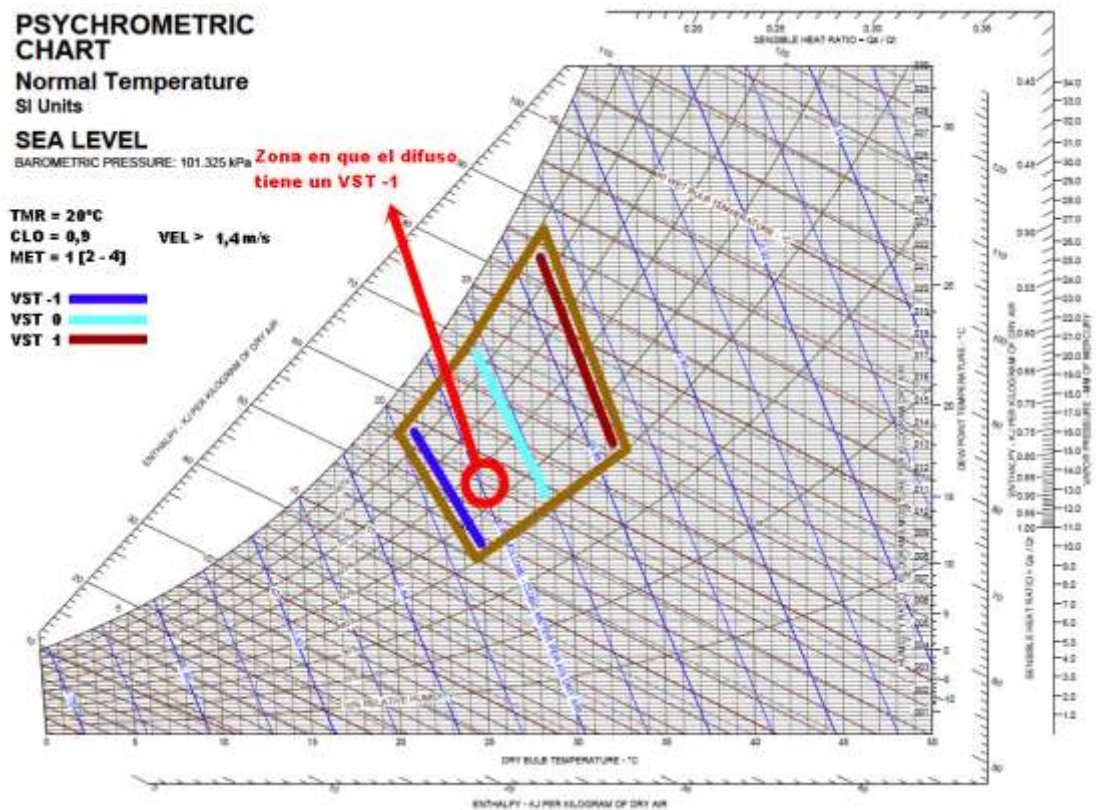


Fig. 4.17 Ubicación de zona difusa sobre la zona de confort psicrometrica (Zona 4)



# **PSYCHROMETRIC CHART**

**Normal Temperature**  
SI Units

**SEA LEVEL**

BAROMETRIC PRESSURE: 101.325 kPa

TMR = 20°C

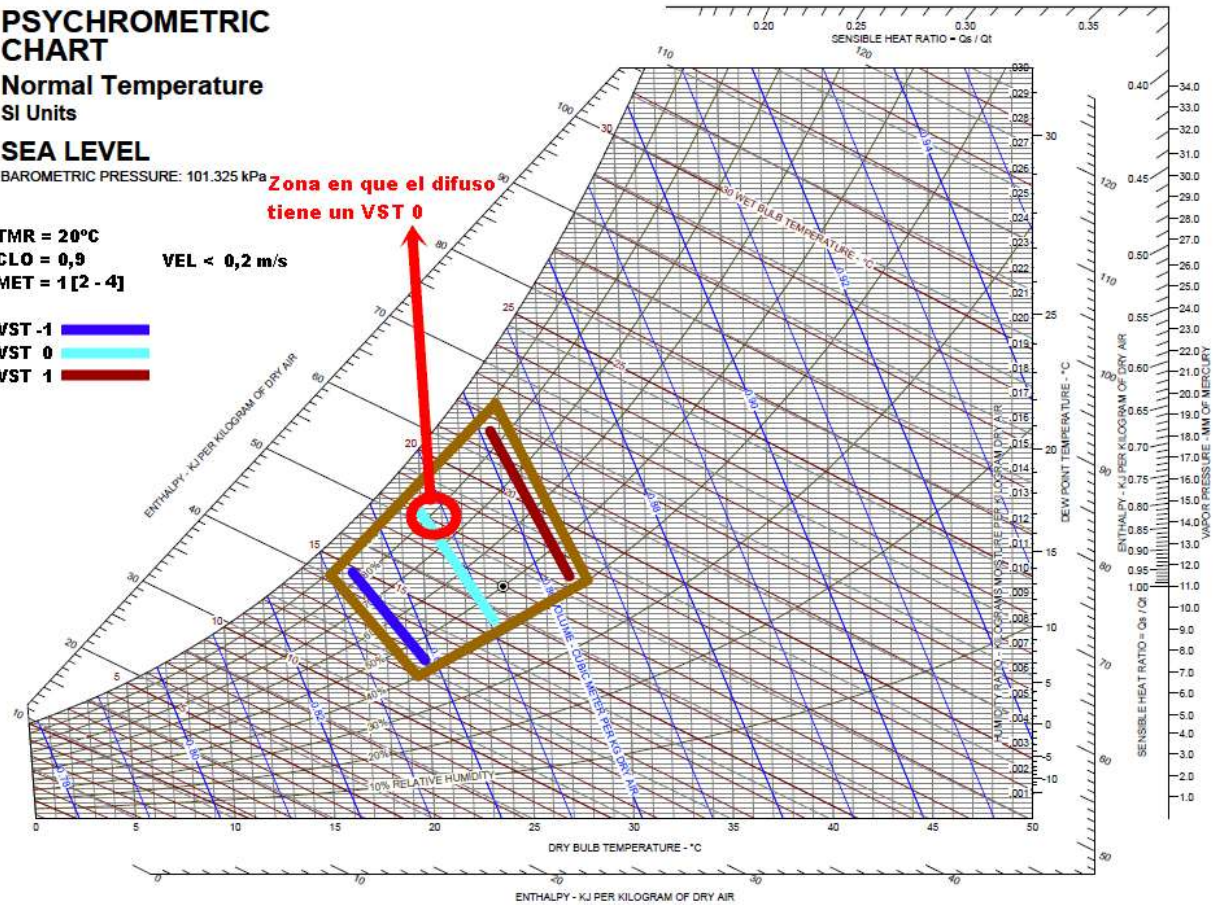
CLO = 0,9

MET = 1 [2 - 4]

VEL < 0,2 m/s

VST -1 █  
VST 0 █  
VST 1 █

**Zona en que el difuso  
tiene un VST 0**



**Fig. 4.18 Ubicación de zona difusa sobre la zona de confort psicrometrica (Zona 4)**

## Zona 6

Tabla 4.11 Puntos evaluados zona 6

VST	CLO	MET	TMR	TA	VA	HR
-1	0,2	2	34	20,9073725	0,17641764	56,2080103
-1	0,2	2,5	34	20,3842319	0,15696741	55,5011236
-1	0,2	3	34	20,0772259	0,14394228	55,030954
-1	0,2	3,5	34	20,0147751	0,13969686	54,8792966
-1	0,2	4	34	20,0147751	0,13969686	54,8792966
-1	0,3	2	34	20,9073725	0,17641764	56,2080103
-1	0,3	2,5	34	20,3842319	0,15696741	55,5011236
-1	0,3	3	34	20,0943671	0,14481647	55,0622028
-1	0,3	3,5	34	20,0943671	0,14481647	55,0622028
-1	0,3	4	34	20,0943671	0,14481647	55,0622028
-1	0,4	2	34	20,9073725	0,17641764	56,2080103
-1	0,4	2,5	34	20,8725859	0,17519439	56,1623073
-1	0,4	3	34	20,8725859	0,17519439	56,1623073
-1	0,4	3,5	34	20,8725859	0,17519439	56,1623073
-1	0,4	4	34	20,8725859	0,17519439	56,1623073

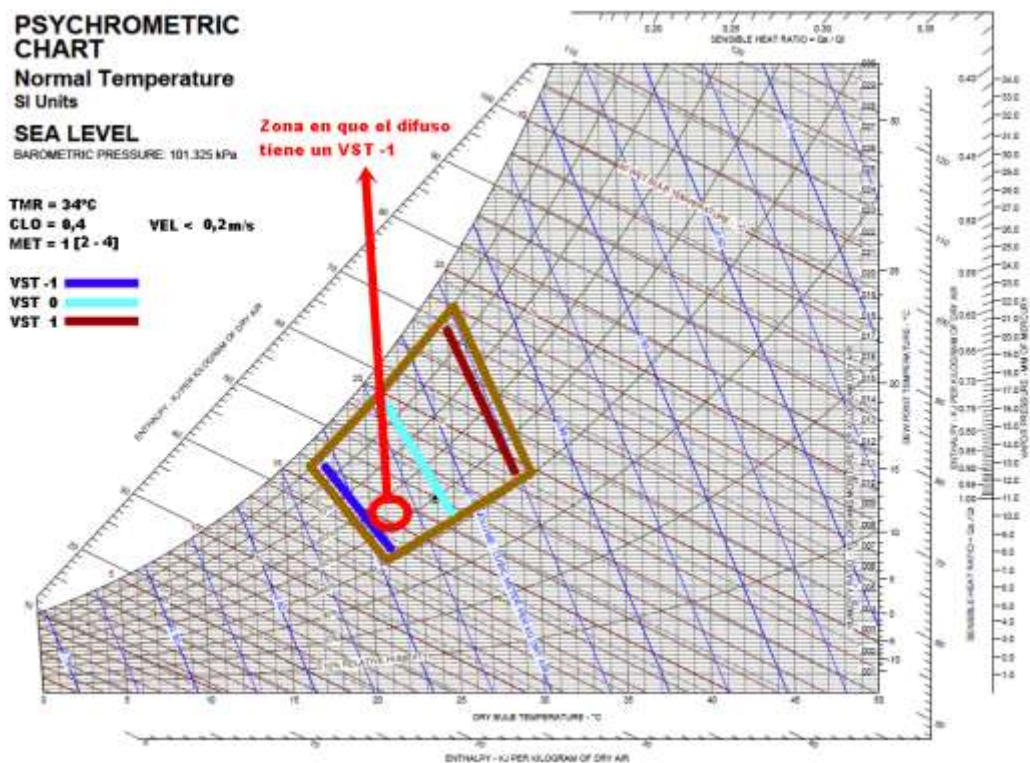


Fig. 4.19 Ubicación de zona difusa sobre la zona de confort psicrometrica (Zona 6)



## Zona 8

Tabla 4.12. Puntos evaluados zona 8

VST	CLO	MET	TMR	TA	VA	HR
-1	0,9	3,5	34	21,459799	0,1973825	56,9346734
-1	0,9	4	34	21,459799	0,19698492	56,9346734
1	0,9	2	34	20,9160656	0,17754918	78,7755186
1	0,9	2,5	34	20,3870976	0,15729563	79,9657211
1	0,9	3	34	20,077289	0,14394873	80,7626236
1	0,9	3,5	34	20,0139641	0,13950364	81,0365556
1	0,9	4	34	20,013963	0,13950281	81,0366077

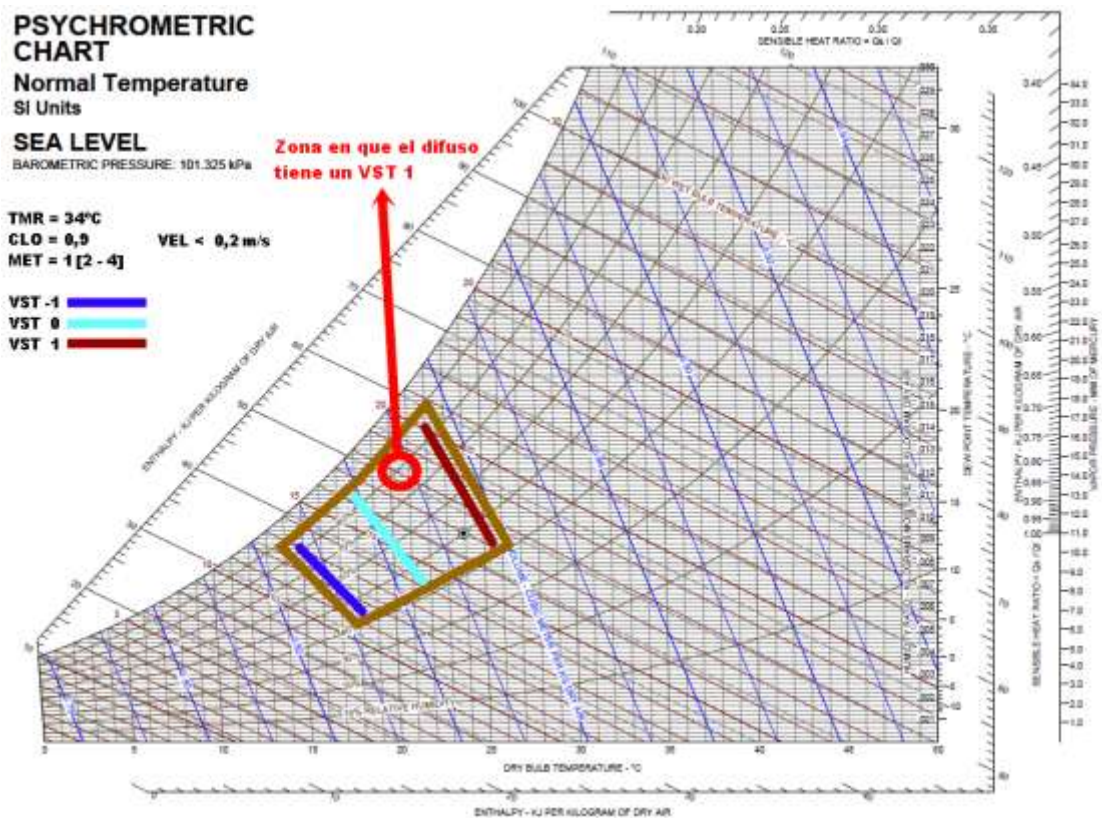


Fig. 4.20 Ubicación de zona difusa sobre la zona de confort psicrometrica (Zona 8)

Mediante estas gráficas, podemos validar que el controlador difuso trata de comportarse de manera similar a las zonas determinadas experimentalmente en esta investigación, aunque no lo hace con gran exactitud, y esto es de esperarse debido a que el controlador decide experimentalmente a través de sus reglas el punto donde debe ubicarse. Lo importante es que siempre se mantenga dentro de la zona de confort, muy cerca al valor esperado. Observe además que el controlador ubica sobre el diagrama psicrométrico un punto Ta, HR para unas condiciones de entrada (VST, TMR, CLO y MET), no una zona, por tanto se convierte en una fuerte limitación tratar de conseguir como variaría la zona para el controlador difuso.

#### **4.4 APORTES Y RECOMENDACIONES PARA SU IMPLEMENTACIÓN**

El principal aporte de esta propuesta consiste en brindar una alternativa distinta al diseño de controladores para sistemas de aire acondicionado que se encuentra actualmente en el mercado. El hecho de usar zonas reales de confort, sintonizadas a regiones tropicales húmedas hace de esta propuesta una solución novedosa a los problemas de disconfort térmico en recintos cerrados, además de permitir una optimización energética al mantener el sistema de aire acondicionado siempre en su condición de confort.

Para futuras investigaciones, es posible tratar de sintonizar ese controlador a otras zonas de confort en otras regiones, ya que las funciones de membresía están basadas en datos experimentales utilizados para construir nuestras propias zonas de confort.

Por tratarse de un controlador supervisorio, este controlador puede simularse en sobre cualquier tipo equipo o unidad acondicionadora de aire y cualquier sistema de aire acondicionado, ya que lo que pretende es controlar el voto de sensación térmica (VST) manipulando las variables climáticas y no climáticas que influyen en el estado de confort.

No tiene sentido tratar de simular mediante modelos matemáticos complejos el comportamiento de este controlador, ya que las reglas de inferencia que soportan su comportamiento simulan la decisión de ajustar una o todas las variables para entrar en confort.

## 5. CONCLUSIONES Y ALCANCES FUTUROS

El trabajo investigativo propuesto logró determinar zonas de confort únicas para regiones tropicales húmedas en Colombia, las cuales pueden ser utilizadas por países con climas ecuatoriales similares como Venezuela, Nicaragua, Méjico, Cuba, Italia y toda la zona ecuatorial de Asia, mediante el ajuste de factores como la vestimenta y la preferencia ambiental. Se logró demostrar que las variables que afectan el confort de las personas en el trópico húmedo son las mismas sugeridas por Fanger (T, v, HR, TMR, Clo, Met) en su teoría de confort, existiendo una marcada preferencia hacia ambientes con velocidades de aire relativamente altas que permiten zonas de confort a elevadas humedades y temperaturas (hasta los 35.5 °C).

La premisa de determinar si el factor Iluminación era significativo al momento de percibir la sensación térmica en un espacio acondicionado, resultó negativa, por lo cual no se tuvo en cuenta en el modelo de regresión lineal planteado, pero en interacciones con otros factores influyentes en el confort como la humedad, la tmr y el met podría afectar el VST significativamente, por lo que sería interesante estudiar en futuras investigaciones.

Con la zona de confort resultante se evidencia que se puede alcanzar confort por fuera de los límites sugeridos en la Standard 55-2010, toda vez que las personas ensayadas en la prueba pertenecen al clima tropical húmedo donde según el experimento, el tipo de vestimenta es propio de regiones calurosas, siendo éste es el factor no climático más influyente en la respuesta de confort.

Según el modelo planteado, se puede predecir que las preferencias del VST para regiones de trópico húmedo son:

- ✓ A mayor temperatura o humedad relativa del aire, se percibirá una sensación térmica mas calurosa.
- ✓ A mayor velocidad del aire, se percibirá una sensación térmica mas fría.
- ✓ A mayor metabolismo, t<sub>mr</sub> o resistencia térmica del vestuario, se percibirá una sensación térmica más calurosa.

En términos generales, se pueden hacer las siguientes estimaciones:

- ✓ Para mantener el confort, a menor humedad, las temperaturas de aire tenderían a ser mayores y viceversa.
- ✓ El incremento de la velocidad desplaza la zona hacia la derecha /arriba y no la anula o la reduce a un punto de confort.
- ✓ El incremento del Clo, el met y la TMR desplaza la zona hacia la izquierda.
- ✓ Que la gente que habita en el trópico húmedo tiene preferencias de VST entre -1 y 1.

Se demostró mediante el uso de cartas psicrométricas que el impacto que tiene la velocidad del aire sobre la zona de confort es la de desplazarla hacia la derecha en el diagrama. La premisa de que la velocidad reduce la zona de confort hasta la nulidad no queda demostrada, puesto que las simulaciones y modelamiento realizados no se da un indicio de que así suceda dentro del dominio de valores de la escala psicrométrica. Por tanto, después de la temperatura del aire como factor mas influyente, es la velocidad del aire y no la humedad, quien tiene el mayor impacto sobre la variable de salida del modelo (VST), por lo que se supone que no es suficiente lograr condiciones termo higrométricas para controlar el confort en sistemas de AA como normalmente se hace, sino que es necesario manipular la velocidad de aire en unidades manejadoras para alcanzar eficientemente el confort en regiones de trópico húmedo.

Durante el experimento fue posible comprobar la alta influencia de la temperatura del aire, la humedad relativa y la velocidad del aire en la zona de confort térmico, las cuales se decidieron manipular en el tipo de controlador propuesto.

El controlador difuso propuesto, opera en base a 12 reglas de inferencia cuya función es la de mantener las condiciones climáticas para garantizar que la zona de confort oscile siempre entre -1 (ligeramente frío) y 1 (ligeramente tibio).

Una vez diseñado el controlador de confort, se obtuvieron puntos resultantes de las reglas de inferencia para compararlos con las zonas de confort determinadas en esta investigación.

El controlador maneja 7 variables, de las cuales 4 son entradas: VST, Clo, Met y TMR. Las salidas son variables climáticas que también influyen en la zona de confort. Estas salidas son: Ta, HR y Va.

El diseño del controlador difuso muestra una alternativa robusta para mantener el confort higro-térmico de las personas ante la presencia de perturbaciones climáticas, como la TMR, fisiológicas como el metabolismo o culturales como el aislamiento térmico de la ropa o Clo.

Puede concluirse a través de la metodología utilizada, que las zonas experimentales de confort pueden utilizarse efectivamente en los lazos de control de sistemas de aire acondicionado garantizando de manera económica la permanencia de personas en su zona de confort.

## **BIBLIOGRAFÍA**

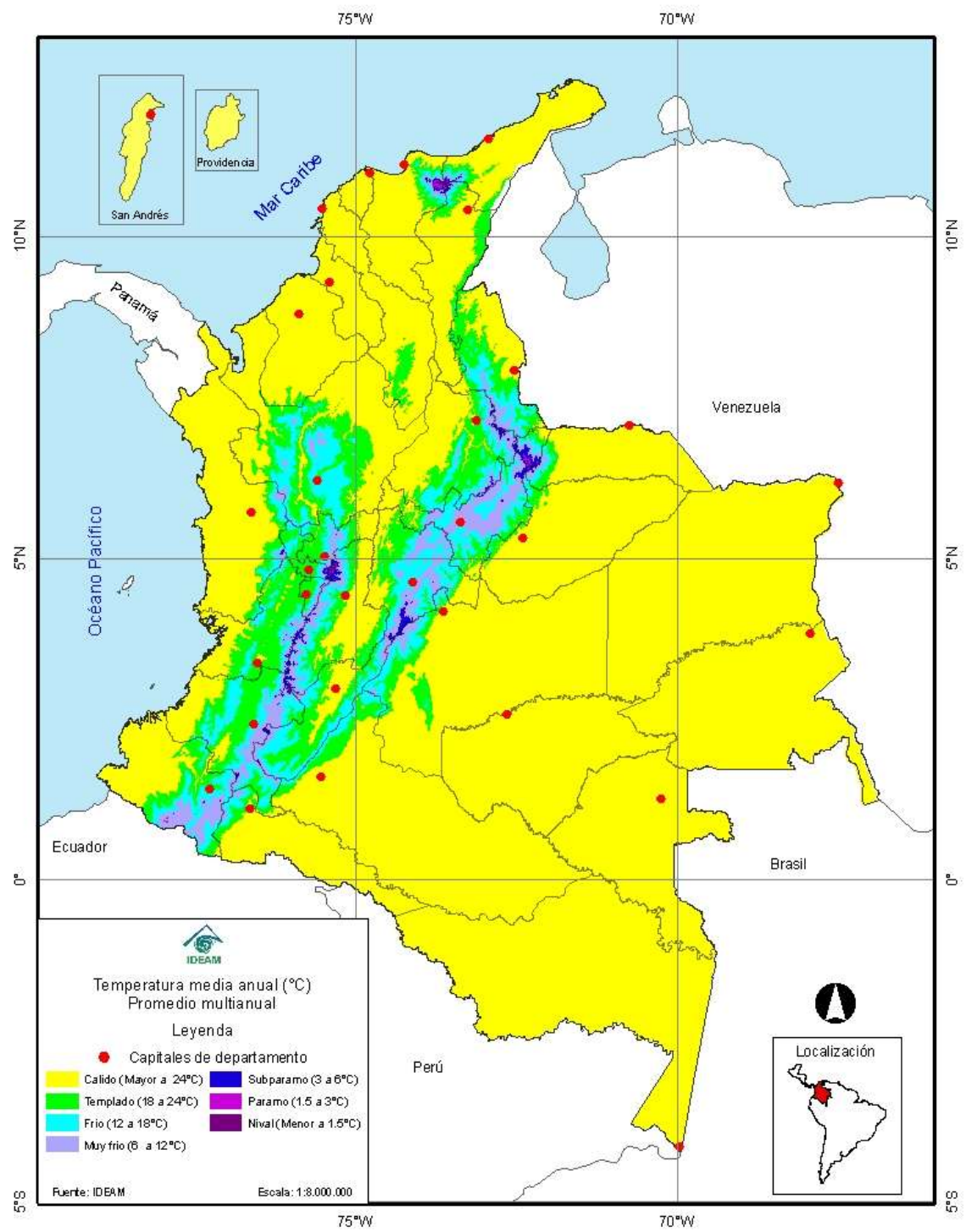
- [1] Bravo G, Gonzalez E. Thermal comfort in the humid tropics: fields studies in naturally ventilated dwellings. *Ambiente Construido* 2003; 3 (2): 47-55
- [2] Djongyang N, Tchinda R, Njomo D. Thermal comfort: A review paper. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14: 2626-40
- [3] Fanger PO. Thermal Comfort. Analysis and Applications in Environmental Engineering. New York: McGraw-Hill Book Company; 1972. 244p
- [4] Chávez F. Zona Variable de Confort Térmico [Tesis Doctoral]. Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña. Facultad de Arquitectura; 2002. 182p.
- [5] Cheng Y, Niu J, Gao N. Thermal comfort models: A review and numerical investigation. *Building and Environment* 2011; 47: 13-22
- [6] Avallone E, Baumeister. Marks' Manual del Ingeniero Mecánico. México: McGraw-Hill Book Company; 1995.
- [7] ASHRAE. Thermal environmental conditions for human occupancy. ASHRAE Standard 55e2004. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.; 2010.
- [8] ASHRAE. Thermal Comfort, chp.8. In: ASHRAE Fundamentals Handbook (SI). American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers; 2001.
- [9] Vasquez R, Bula A. Determinación de zonas experimentales de confort térmico en el trópico húmedo. *Investigación y Desarrollo*, Barranquilla 2000
- [10] Bravo G, Gonzalez E. Confort térmico en el trópico. Hacia un estándar en viviendas naturalmente ventiladas. *Información Tecnológica*, Chile 2001; 12 (5):169-174
- [11] Peng C. Survey of thermal comfort in residential buildings under natural conditions in hot humid and cold wet seasons in Nanjing. *Front. Archit. Civ. Eng. China* 2010; 4 (4): 503-511
- [12] Devonshire J, Sayer J. Radiant Heat and Thermal Comfort in Vehicles. *Human Factors* Winter 2005; 47 (4): 827-839

- [13] Alahmer A. Effect of relative humidity and temperatura control on in-cabin termal confort state [Thesis Doctor of Philosophy Mechanical Engineering]. Barcelona: Universidad Polit cnica de Cataluña. Facultad de Arquitectura; 2002. 182p.
- [14] Holder S, Parsons K. The effects of solar radiation on thermal comfort. *International Journal of Bio-Meteorology* 2007; 51: 233-250
- [15] Humphreys M, Nicol F. Outdoor temperature and indoor thermal comfort: Raising the precision of relationship for the 1998 ASHRAE database of Field Studies. *ASHRAE Transactions* 2000; 106
- [16] Zhang H. Human thermal sensation and comfort in transient and non-uniform thermal environments, [Ph. D. Thesis] University of California Berkeley 2003, 415pp
- [17] Bauman F, Baughman A, Carter G, Arens E. A field study of PEM ( Personal Environmental module) performance in bank of American's San Francisco office buildings. Berkeley: Center for the Built Environment, University of California
- [18] Kwok A G. Thermal comfort in naturally-ventilated and air-conditioned classrooms in the tropics. [Ph. D. Thesis in Architecture] University of California at Berkeley-spring 1997
- [19] Al-Othmani M, Ghali K, Ghaddar N. Experimental and theoretical study of transient human thermal comfort response in convective and radiative environments. *HVAC&R Research* 2009; 15 (5)
- [20] Liu W, Lian Z, Liu Y. Heart rate variability at different thermal comfort levels. *Eur Journal Applied Physiology* 2008; 103: 361-366
- [21] Rugh J, Farrington R, Zhang H. Predicting human comfort in a transient nonuniform thermal environment. *Eur Journal Applied Physiology* 2004; 92: 721-727
- [22] Kvisgaard B. Thermal Comfort.  
This page to appear in <http://www.innova.dk/books/thermal/thermal.htm>; 2000
- [23] ISO 7730. Ergonomics of the thermal environment—Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Geneve, Suisse: International Standard Organization; 2005.
- [24] <http://ciiias.org>. Aseguramiento del confort térmico. Tomado del bolet n CIIAAS N  43 del 28 de Feb. de 2009; México
- [25] NTC 5316. Condiciones ambientales térmicas de inmuebles para personas. Colombia: Norma Técnica Colombiana; 2004
- [26] Passino KM, Yurkovich S. Fuzzy control. Addison Wesley Lonhman, Inc. 1998; 502 p.
- [27] Hamdi M, Lachiver G. A fuzzy control system based on the human sensation of thermal comfort. Paper to appear in *Energy and buildings journal* 1998.

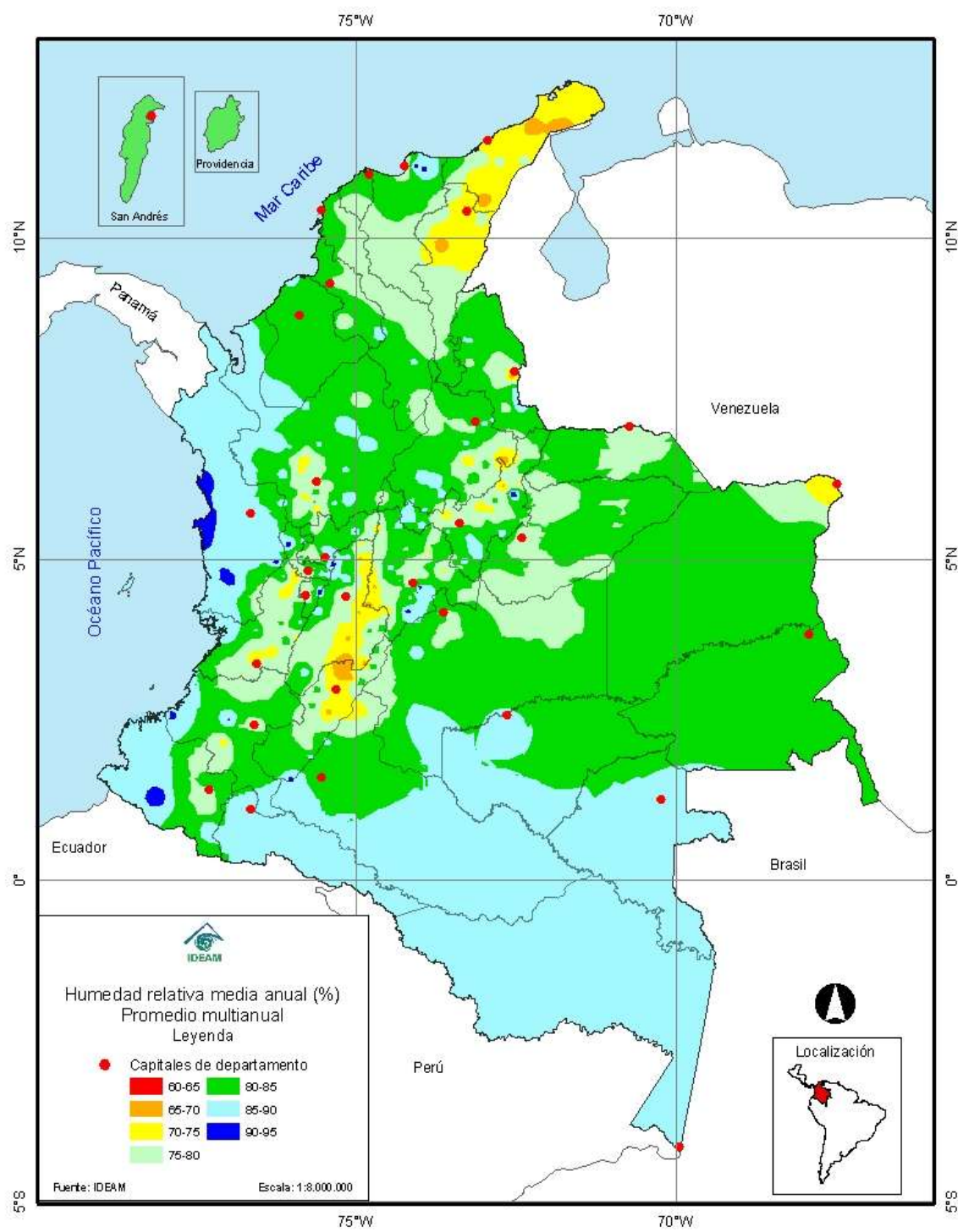


- [28] Homod R et al. RLF and TS fuzzy model identification of indoor thermal comfort based on PMV/PPD. *Building and Environment* 2012; 49: 141-153
- [29] Montgomery Design and Analysis of Experiments. John Wiley & Sons. New York, 2002.
- [30] Montgomery D, Runger G. Probabilidad y estadística aplicadas a la ingeniería. México: McGraw-Hill Book Company; 1996. 895p
- [31] Meyer Paul. Probabilidad y aplicaciones estadísticas. México: Fondo Educativo Iberoamericano SA; 1981. 382p
- [32] Anderson D, Sweeney D, Williams T. Estadística para administración y economía. México: International Thomson Ed.; 2004
- [33] Newbold P, Carlson W, Thorne B. Estadística para administración y economía. Madrid: Pearson Prentice Hall; 2008. 1088p
- [34] <http://www.eldish.net/hp/automat/matlab.htm>

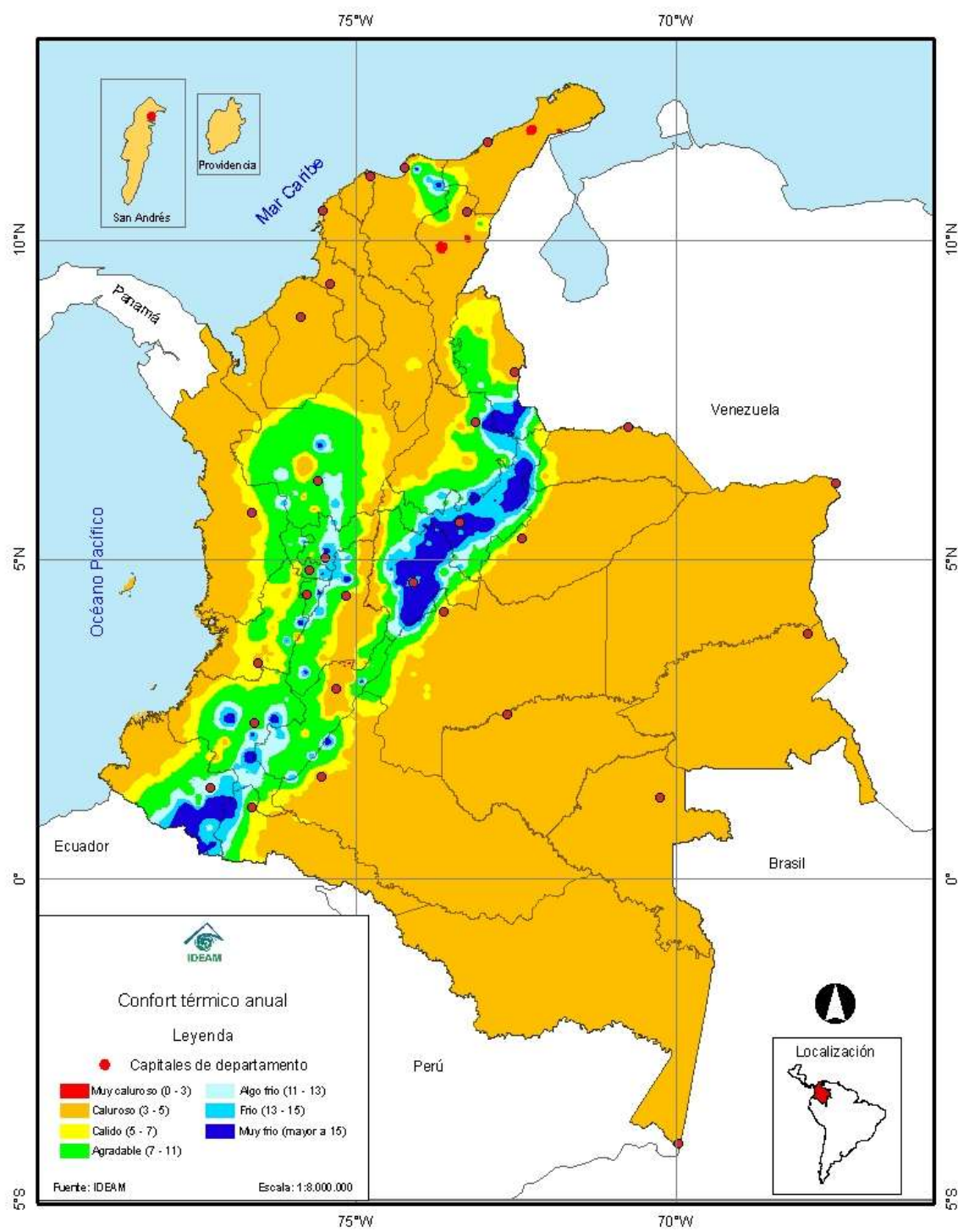
## ANEXO A1. TEMPERATURA MEDIA ANUAL DE COLOMBIA



## ANEXO A2. HUMEDAD RELATIVA MEDIA ANUAL DE COLOMBIA

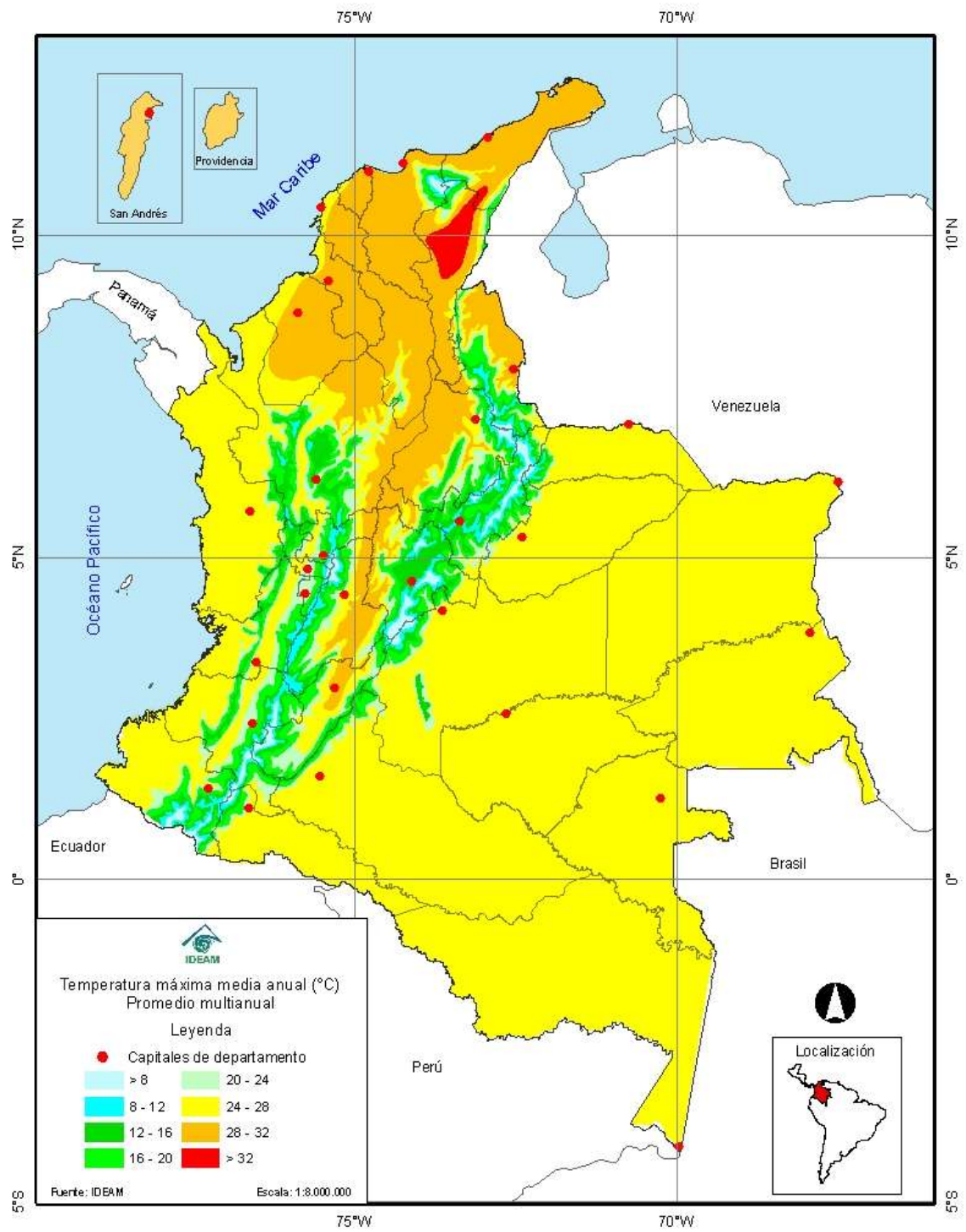


### ANEXO A3. CONFORT TERMICO ANUAL DE COLOMBIA





# ANEXO A4. TEMPERATURA MAXIMA MEDIA ANUAL DE COLOMBIA



## **ANEXO B. INSTRUMENTOS UTILIZADOS PARA LA MEDICION DEL CONFORT**

- Un entrenador de Aire Acondicionado.
- Un sensor de estrés térmico digital.
- Un humidificador por aspersión.
- Un termo higrómetro digital.
- Un termo anemómetro omnidireccional.
- Una resistencia eléctrica.
- Un ventilador de 6”.
- Una báscula.
- Una cabina climática

## ANEXO C. ENCUESTA DE CONFORT TÉRMICO

### PRUEBA DE CONFORT TERMICO

Ensayo N°

Siente distintos ambientes térmicos dentro de la cabina?

No

Si

Donde:

a) A su derecha

d) Hacia el frente

b) A su izquierda

e) En el piso

c) En la espalda

f) En el techo

Marque con una x su voto de sensación térmica en cada intervalo de tiempo que sugiere la tabla:

	3 min	6 min	9 min	12 min	15 min
3 Caliente					
2 Tibio					
1 Ligeramente tibio					
0 Neutral					
1 Ligeramente fresco					
2 Fresco					
3 Frio					

Percibe alguna diferencia vertical de temperatura ( del aire )entre sus pies y su cabeza?

Siente algun enfriamiento local del cuerpo ocasionado por turbulencias sobre la piel desnuda?

Donde?

Presenta resequedad de la piel en alguna zona del cuerpo? Donde?

Efectue comentarios con respecto a su comodidad que no se hayan tenido en cuenta en la presente encuesta y que usted concidera importante.

# **ANEXO D. VALORES TIPICOS PARA EL AISLAMIENTO TERMICO DE LA ROPA**

Ensemble Description <sup>a</sup>	$I_{cl}$ (clo)	$I_t^b$ (clo)	$f_{cl}$	$i_{cl}$	$i_m^b$
Walking shorts, short-sleeved shirt	0.36	1.02	1.10	0.34	0.42
Trousers, short-sleeved shirt	0.57	1.20	1.15	0.36	0.43
Trousers, long-sleeved shirt	0.61	1.21	1.20	0.41	0.45
Same as above, plus suit jacket	0.96	1.54	1.23		
Same as above, plus vest and T-shirt	1.14	1.69	1.32	0.32	0.37
Trousers, long-sleeved shirt, long-sleeved sweater, T-shirt	1.01	1.56	1.28		
Same as above, plus suit jacket and long underwear bottoms	1.30	1.83	1.33		
Sweat pants, sweat shirt	0.74	1.35	1.19	0.41	0.45
Long-sleeved pajama top, long pajama trousers, short 3/4 sleeved robe, slippers (no socks)	0.96	1.50	1.32	0.37	0.41
Knee-length skirt, short-sleeved shirt, panty hose, sandals	0.54	1.10	1.26		
Knee-length skirt, long-sleeved shirt, full slip, panty hose	0.67	1.22	1.29		
Knee-length skirt, long-sleeved shirt, half slip, panty hose, long-sleeved sweater	1.10	1.59	1.46		
Same as above, replace sweater with suit jacket	1.04	1.60	1.30	0.35	0.40
Ankle-length skirt, long-sleeved shirt, suit jacket, panty hose	1.10	1.59	1.46		
Long-sleeved coveralls, T-shirt	0.72	1.30	1.23		
Overalls, long-sleeved shirt, T-shirt	0.89	1.46	1.27	0.35	0.40
Insulated coveralls, long-sleeved thermal underwear, long underwear bottoms	1.37	1.94	1.26	0.35	0.39

Source: From McCullough and Jones (1984) and McCullough et al. (1989).

<sup>a</sup>All ensembles include shoes and briefs or panties. All ensembles except those with panty hose include socks unless otherwise noted.

<sup>b</sup>For  $t_r = t_a$  and air velocity less than 0.2 m/s ( $I_a = 0.72$  clo and  $i_m = 0.48$  when nude).  
1 clo = 0.155 m<sup>2</sup>·K/W.



## ANEXO E. GENERACION DE CALOR METABÓLICO TÍPICO PARA VARIAS ACTIVIDADES

	W/m <sup>2</sup>	met <sup>a</sup>
Resting		
Sleeping	40	0.7
Reclining	45	0.8
Seated, quiet	60	1.0
Standing, relaxed	70	1.2
Walking (on level surface)		
3.2 km/h (0.9 m/s)	115	2.0
4.3 km/h (1.2 m/s)	150	2.6
6.4 km/h (1.8 m/s)	220	3.8
Office Activities		
Reading, seated	55	1.0
Writing	60	1.0
Typing	65	1.1
Filing, seated	70	1.2
Filing, standing	80	1.4
Walking about	100	1.7
Lifting/packing	120	2.1
Driving/Flying		
Car	60 to 115	1.0 to 2.0
Aircraft, routine	70	1.2
Aircraft, instrument landing	105	1.8
Aircraft, combat	140	2.4
Heavy vehicle	185	3.2
Miscellaneous Occupational Activities		
Cooking	95 to 115	1.6 to 2.0
Housecleaning	115 to 200	2.0 to 3.4
Seated, heavy limb movement	130	2.2
Machine work		
sawing (table saw)	105	1.8
light (electrical industry)	115 to 140	2.0 to 2.4
heavy	235	4.0
Handling 50 kg bags	235	4.0
Pick and shovel work	235 to 280	4.0 to 4.8
Miscellaneous Leisure Activities		
Dancing, social	140 to 255	2.4 to 4.4
Calisthenics/exercise	175 to 235	3.0 to 4.0
Tennis, singles	210 to 270	3.6 to 4.0
Basketball	290 to 440	5.0 to 7.6
Wrestling, competitive	410 to 505	7.0 to 8.7

*Sources:* Compiled from various sources. For additional information, see Buskirk (1960), Passmore and Durnin (1967), and Webb (1964).

<sup>a</sup>1 met = 58.1 W/m<sup>2</sup>